



TUGAS AKHIR - TM 141585

STUDI EKSPERIMEN KARAKTERISTIK ALIRAN DI DALAM SYMMETRIC FLAT- WALLED OCTAGONAL DIFFUSER 8° PADA CLOSED CIRCUIT WIND TUNNEL

ANASTIA ERINA PALUPI
NRP 2111 100 060

Dosen Pembimbing:
Prof.Ir.Sutardi, M.Eng., Ph.D.

JURUSAN TEKNIK MESIN
Fakultas Teknologi Industri
Institut Teknologi Sepuluh Nopember
Surabaya 2015



FINAL PROJECT - TM 141585

EXPERIMENTAL STUDY OF FLOW CHARACTERISTICS IN SYMMETRIC FLAT - WALLED OCTAGONAL DIFFUSER 8° AT CLOSED CIRCUIT WIND TUNNEL

ANASTIA ERINA PALUPI
NRP 2111 100 060

Academic Supervisor:
Prof.Ir.Sutardi, M.Eng., Ph.D.

DEPARTMENT OF MECHANICAL ENGINEERING
Faculty of Industrial Technology
Institut Teknologi Sepuluh Nopember
Surabaya 2015

**STUDI EKSPERIMEN KARAKTERISTIK ALIRAN DI
DALAM *SYMMETRIC FLAT-WALLED OCTAGONAL*
DIFFUSER 8° PADA *CLOSE CIRCUIT WIND TUNNEL***

TUGAS AKHIR

**Diajukan Untuk Memenuhi Salah Satu Syarat
Memperoleh Gelar Sarjana Teknik
pada
Bidang Studi Konversi Energi
Program Studi S-1 Jurusan Teknik Mesin
Fakultas Teknologi Industri
Institut Teknologi Sepuluh Nopember Surabaya**

**Oleh :
ANASTIA ERINA PALUPI
2111100060**

Disetujui Oleh Tim Penguji Tugas Akhir :

1. Prof. Ir. Sutardi, M.Eng., Ph.D. (Pembimbing)
NIP. 196412281990031002

2. Dr. Wawan Aries Widodo, ST., MT. (Penguji I)
NIP. 197104051997021001

3. Vivien Suphandani, ST., M.Eng., Ph.D. (Penguji II)
NIP. 198105292003122001

4. Dr. Ir. Atok Setiawan., M.Eng., Sc. (Penguji III)
NIP. 196604021989031002

**SURABAYA
JULI 2015**

STUDI EKSPERIMEN KARAKTERISTIK ALIRAN DI DALAM *SYMMETRIC FLAT-WALLED OCTAGONAL* *DIFFUSER* 8° PADA *CLOSED CIRCUIT WIND TUNNEL*

Nama Mahasiswa : Anastia Erina Palupi
NRP : 2111 100 060
Jurusan : Teknik Mesin FTI-ITS
Dosen Pembimbing : Prof.Ir.Sutardi, M.Eng., Ph.D.

Abstrak

Diffuser merupakan suatu bentuk saluran tertutup yang mengalami pembesaran luas penampang melintang sepanjang arah aliran fluida. Pembesaran luas penampang *diffuser* menyebabkan aliran fluida mengalami penurunan kecepatan yang berakibat meningkatnya tekanan aliran. Peningkatan tekanan tersebut menyebabkan terjadinya *adverse pressure gradient* (APG) yang berpengaruh terhadap perkembangan *boundary layer*. Semakin besar APG yang terjadi maka aliran semakin mudah terseparasi. Terjadinya separasi merupakan salah satu faktor yang mempengaruhi turunnya nilai koefisien tekanan (*pressure coefficient*, C_p). Nilai C_p menjadi parameter penting untuk dianalisa dalam konteks penerapannya pada *diffuser*. Perancangan sebuah *diffuser* yang baik akan menghasilkan *pressure recovery coefficient* (C_{pr}) yang maksimum. Oleh karena itu penelitian mengenai *diffuser* perlu dilakukan.

Penelitian mengenai *diffuser* ini menggunakan metode eksperimen dengan alat uji *close circuit wind tunnel*. *Diffuser* yang digunakan pada penelitian ini adalah *symmetric flat-walled octagonal diffuser* yang memiliki sudut divergensi $(2\theta) = 8^\circ$. *Diffuser* ini memiliki geometri panjang *diffuser*, $L_1 = 1500$ mm, panjang *upstream channel*, $L_2 = 600$ mm dan panjang *downstream channel*, $L_3 = 500$ mm, lebar *span inlet* (b_1) = 300 mm, lebar *span outlet* (b_2) = 518,8 mm, dan lebar *span inlet fan*

$(b_3) = 500$ mm serta memiliki tinggi *inlet diffuser* (W_1) = 300 mm, tinggi *outlet diffuser* (W_2) = 518,8 mm dan tinggi *inlet fan* (W_3) = 500 mm. Pada penelitian ini digunakan ketiga bilangan *Reynolds* berdasarkan diameter hidrolis yaitu $Re_{Dh} = 1,98 \times 10^5$, $Re_{Dh} = 3,86 \times 10^5$ dan $Re_{Dh} = 5,85 \times 10^5$.

Hasil yang didapatkan pada penelitian ini adalah tidak terjadinya separasi untuk ketiga bilangan *Reynolds* dan menghasilkan *pressure recovery coefficient* (C_{pr}) yang paling tinggi pada $Re_{Dh} = 1,98 \times 10^5$. Peningkatan bilangan *Reynolds* tidak memberikan pengaruh yang signifikan pada peningkatan nilai *coefficient pressure* (C_p) serta besarnya nilai *loss coefficient* (K) yang paling tinggi terletak pada $Re_{Dh} = 5,85 \times 10^5$. Hasil eksperimen ini juga menunjukkan bahwa intensitas turbulensi di dalam *diffuser* tidak seragam. Pada sisi *inlet diffuser* intensitas turbulensi sebesar 0,49 % sedangkan pada sisi *outlet diffuser* intensitas turbulensi sebesar 1,36 %.

Kata Kunci: *symmetric flat-walled diffuser, pressure recovery coefficient, loss coefficient, closed circuit wind tunnel*

EXPERIMENTAL STUDY OF FLOW CHARACTERISTICS IN SYMMETRIC FLAT - WALLED OCTAGONAL DIFFUSER 8° AT CLOSED CIRCUIT WIND TUNNEL

Student Name : Anastia Erina Palupi
NRP : 2111 100 060
Department : Mechanical Engineering FTI-ITS
Academic Supervisor : Prof.Ir.Sutardi, M.Eng., Ph.D.

Abstract

Diffuser is a closed channel which has cross section enlargement along the flow direction. Diffuser cross section enlargement causes fluid flow to decrease speed, resulting in increased pressure flow. Increased pressure causes the occurrence of adverse pressure gradient (APG) that influences the development of the boundary layer. The greater the APG, the easier separation will occur. The occurrence of separation is one of the factors that affect decreasing pressure coefficient (C_p). Pressure coefficient (C_p) values become important parameters to be analyzed in the context of its application to the diffuser. Designing a good diffuser will generate maximum pressure recovery coefficient (C_{pr}). Therefore, research on the diffuser needs to be done.

Experiment method is used in this research by means of closed circuit wind tunnel test. Diffuser used in this study was symmetric flat-walled octagonal diffuser which has a divergence angle (2θ) = 8°. It has long diffuser geometry diffuser, $L_1 = 1500$ mm, length upstream channel, $L_2 = 600$ mm and the length of the downstream channel, $L_3 = 500$ mm, width span inlet (b_1) = 300 mm, width span outlet (b_2) = 518,8 mm, and width of the span inlet fan (b_3) = 500 mm and has a height of inlet diffuser (W_1) = 300 mm, height diffuser outlet (W_2) = 518,8 mm and height of fan inlet (W_3) = 500 mm. In this experiment, three Reynolds

number are used based on the hydraulic diameter which are $Re_{Dh} = 1,98 \times 10^5$, $Re_{Dh} = 3,86 \times 10^5$ and $Re_{Dh} = 5,85 \times 10^5$.

The results obtained in this study is that the separation in three Reynolds numbers and its pressure recovery coefficient (Cpr) are highest in $Re_{Dh} = 1,98 \times 10^5$. An increase in the Reynolds number does not have a significant influence in increasing the value of pressure coefficient (Cp) and the value of the loss coefficient (K) which at its highest in $Re_{Dh} = 5,85 \times 10^5$. The experimental result also shows that the intensity of the turbulence in the diffuser was not uniform, with inlet diffuser turbulence intensity 0,49% and outlet side diffuser turbulence intensity of 1.36%.

Keywords : *symmetric flat-walled diffuser, pressure recovery coefficient, loss coefficient, closed circuit wind tunnel*

KATA PENGANTAR

Segala Puji dan Syukur penulis curahkan sepenuhnya kepada Allah SWT, karena atas berkah dan izin-Nya tugas akhir ini dapat terselesaikan. Penulis sangat menyadari bahwa keberhasilan dalam penulisan tugas akhir ini tak lepas dari dukungan dan bantuan berbagai pihak. Melalui kesempatan ini penulis ingin menyampaikan ucapan terima kasih kepada pihak-pihak yang telah banyak membantu dan mendukung baik secara moril maupun materil dalam proses penyelesaian tugas akhir ini, antara lain:

1. Bapak Prof. Ir. Sutardi, M.Eng. Ph.D, selaku dosen pembimbing tugas akhir yang selalu memberikan saran, motivasi, dan ilmu-ilmu yang sangat bermanfaat bagi penulis. Terima kasih atas kesabarannya selama membimbing penulis.
2. Bapak Ir. Bambang Pramujati, MSc. Eng. PhD selaku Kepala Jurusan Teknik Mesin yang telah memberikan motivasi dan dukungan kepada penulis untuk segera menyelesaikan studinya.
3. Kedua orang tua tercinta dan adek tercinta yang senantiasa memberi semangat, dukungan dan doa hingga penulis bisa menyelesaikan tugas akhir ini.
4. Bapak Dr. Wawan Aries Widodo, ST. MT, Ibu Vivien Suphandani, ST., M.Eng.,Ph.D. serta Bapak Dr.Ir.Atok Setiawan., M.Eng.,Sc. selaku dosen penguji tugas akhir penulis, terima kasih atas saran-saran yang telah diberikan.
5. Bapak Prof. Ir. Prabowo., M.Eng selaku Dosen wali penulis, terima kasih atas kebaikan dan kesabaran serta motivasi bapak selama ini.
6. Mas Agus Mukhlisin yang telah memberikan semangat, dukungan, bantuan, motivasi serta doa hingga penulis bisa menyelesaikan tugas akhir ini.
7. Rekan satu tim *Close Circuit Windtunnel* tugas akhir penulis, Romi D.K. Naibaho, Fahmi K.H, Abel Bryan dan Riski

- Akbar yang selalu memberikan dukungan dan kerja sama dalam menyelesaikan tugas akhir ini.
8. Gus Saiful dan Ibu Aida terima kasih atas ilmu, saran, dan motivasi yang telah banyak membantu penulis dalam menyelesaikan tugas akhir ini.
 9. Sahabat penulis Ina, Adlina, Rici, Dhini, Ceri, Chontry, Farida, Warida, Diani, Nazilah, Viola dan Mbak Ayu, terima kasih atas cerita, bantuan dan motivasinya yang selalu memberikan inspirasi dan semangat penulis untuk selalu menjadi lebih maju.
 10. Bapak Nur Rochman dan Bapak Sutrisno selaku pembimbing di lab. Mekanika Fluida yang telah membimbing dan memberikan saran-saran selama dalam pembuatan alat dan pengambilan data eksperimen.
 11. Teman-teman lab. mekanika fluida, Yulia, Putri, Salma, Ateng, Dinar, Louis, Nando, Adit, Fauzi, Gerald, Nana, Haikal, Fajar, Mas Sudahra, Mas Pieter, Mas Ganda, Mas Endy dan teman-teman M54 semuanya terima kasih atas bantuan dan dukungannya.
 12. Seluruh Dosen dan karyawan jurusan Teknik Mesin ITS,
 13. Seluruh civitas akademik Teknik Mesin ITS.
 14. Semua pihak yang tidak dapat disebutkan oleh penulis.

Penulis menyadari masih banyak kekurangan dalam penyusunan tugas akhir ini oleh karena itu saran dan masukan dari semua pihak sangat penulis harapkan. Penulis berharap semoga tugas akhir ini dapat memberikan manfaat dan sumbangsih bagi perkembangan ilmu pengetahuan.

Surabaya, 5 Agustus 2015

Penulis

DAFTAR SIMBOL

Simbol geometri dari *Diffuser* :

- L_1 : panjang *diffuser*, mm
- L_2 : panjang *upstream channel*, mm
- L_3 : panjang *downstream channel*, mm
- b_1 : lebar span *inlet diffuser*, mm
- b_2 : lebar span *outlet diffuser*, mm
- b_3 : lebar span *inlet fan*, mm
- W_1 : tinggi *inlet diffuser*, mm
- W_2 : tinggi *outlet diffuser*, mm
- W_3 : tinggi *inlet fan*, mm
- $2\theta_1$: sudut divergensi
- x : sumbu horizontal
- x/L_1 : posisi horizontal tak berdimensi
- y : sumbu vertikal
- y/W_1 : posisi vertikal tak berdimensi

C_f : skin friction coefficient, $C_f = \frac{\tau_w}{0,5 \rho U_{ref}^2}$, tak berdimensi

C_p : wall pressure coefficient, $\left(C_{p_r} = \frac{P_{s,i} - P_{ref}}{0,5 \rho U_{ref}^2} \right)$, tak berdimensi

C_p inviscid : inviscid pressure coefficient, $C_{p_{inviscid}} = 1 - (AR)^{-2}$, tak berdimensi

C_{pr} : pressure recovery coefficient, $(C_{p_r} = \frac{P_{s,e} - P_{s,0}}{\frac{1}{2} \rho U_{ref}^2})$, tak berdimensi

d : diameter stagnation pressure tube

g : percepatan gravitasi, m/s²

Δh : selisih bacaan awal dan akhir pada manometer, mm

p_o	: tekanan stagnasi yang terukur oleh <i>stagnation pressure tube</i> , Pa
p_{ref}	: tekanan statis dinding referensi yang terukur pada $x/L_I = 0$, Pa
$p_{s,i}$: tekanan statis dinding pada $x/L_I = i$, Pa
$p_{s,o}$: tekanan statis pada <i>inlet diffuser</i> , Pa
$p_{s,e}$: tekanan statis pada <i>outlet diffuser</i> , Pa
Δp	: perbedaan tekanan stagnasi dengan statis dinding, Pa
Δp^+	: <i>normalized differential pressure</i> , $\Delta p^+ = \left(\frac{\Delta p d^2}{\rho v^2} \right)$, tak berdimensi
Re_{Dh}	: bilangan <i>Reynolds</i> berdasarkan diameter hidrolis, tak berdimensi
SG	: <i>specific gravity</i> , tak berdimensi
T	: temperatur ruang kerja ($^{\circ}\text{C}$)
u	: kecepatan lokal, m/s
u^*	: <i>friction velocity</i> , $u^* = \sqrt{\frac{\tau_w}{\rho}}$, m/s
u^+	: <i>non dimensional velocity</i> , $u^+ = u/u^*$, tak berdimensi
y^+	: <i>non dimensional height</i> , $y^+ = \frac{yu^*}{\nu}$, tak berdimensi
U_{maks}	: kecepatan maksimum disetiap jarak x/L_I tertentu, m/s
U_{ref}	: kecepatan maksimum pada jarak $x/L_I = 0$, m/s
μ	: <i>viskositas absolut udara</i> , N.s/m ²
ρ	: massa jenis udara, kg/m ³
τ^+	: <i>normalized wall shear stress</i> , $\tau_w d_p^2 / (\rho v^2)$, tak berdimensi
τ_w	: tegangan geser pada dinding, N/m ²
ν	: viskositas kinematis udara, m ² /s
θ	: <i>momentum thickness</i> , mm

δ^*	: <i>displacement thickness</i> , mm
K	: <i>loss coefficient</i> , tak berdimensi
\bar{U}	: Kecepatan rata-rata, m/s
U'	: Kecepatan (t), m/s

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

DAFTAR ISI

	halaman
Lembar Judul	i
Lembar Pengesahan	iii
Abstrak	v
Kata Pengantar	ix
Daftar Isi	xi
Daftar Gambar	xiii
Daftar Tabel	xv
Daftar Simbol	xvii

BAB I PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang	1
1.2 Rumusan Masalah.....	3
1.3 Tujuan Penelitian.....	3
1.4 Batasan Masalah	4

BAB II TINJAUAN PUSTAKA

2.1 <i>Wind Tunnel</i>	5
2.2 Geometri <i>Diffuser</i>	8
2.3 Konsep <i>Boundary Layer</i>	10
2.3.1 Fenomena Perkembangan <i>Boundary Layer</i>	10
2.3.2 Separasi pada Lapisan Batas (<i>Boundary Layer</i>).....	12
2.4 Bilangan <i>Reynolds</i>	14
2.5 <i>Pressure Coefficient (Cp)</i> dan <i>Pressure Recovery Coefficient (Cpr)</i>	14
2.6 Tekanan Statis, Tekanan Stagnasi dan Tekanan Dinamis .	16
2.7 Tegangan Geser Dinding (τ_w) dan <i>Skin Friction Coefficient (Cf)</i>	18
2.8 Intensitas Turbulensi.....	21
2.9 Penelitian Terdahulu.....	22

BAB III METODOLOGI PENELITIAN

3.1 Instalasi Penelitian	29
3.2 Peralatan Pendukung	33

3.3 Analisa Dimensi	36
3.4 Prosedur Pengambilan Data Eksperimen	39
3.4.1 Langkah-langkah kalibrasi <i>inverter</i>	39
3.4.2 Langkah-langkah kalibrasi <i>pressure transducer</i> dan <i>inclined manometer</i>	40
3.4.3 Langkah-langkah pengukuran <i>coefficient pressure (Cp)</i>	41
3.4.4 Langkah-langkah pengukuran profil kecepatan	41
3.5 Prosedur pengolahan data eksperimen	43
3.6. <i>Flowchart</i> penelitian	44
3.6.1 <i>Flowchart</i> kalibrasi <i>inverter</i>	44
3.6.2 <i>Flowchart</i> Kalibrasi <i>Pressure Transducer</i> dan <i>Inclined</i> <i>Manometer</i>	47
3.6.3 <i>Flowchart Flowchart Coefficient Pressure (Cp)</i>	49
3.6.4 <i>Flowchart</i> Pengukuran Profil Kecepatan.....	51

BAB IV ANALISA DATA DAN PEMBAHASAN

4.1 Profil Kecepatan	55
4.1.1 Distribusi kecepatan maksimum	55
4.1.2 Distribusi profil kecepatan	58
4.2 Distribusi <i>Pressure Coefficient (Cp)</i>	61
4.3 Distribusi <i>Skin Friction Coefficient (Cf)</i>	63
4.4 Distribusi <i>Loss Coefficient (k)</i>	64
4.5 Intensitas Turbulensi	66

BAB V PENUTUP

5.1 Kesimpulan	69
5.2 Saran	70
Daftar Pustaka	71
Biodata Penulis.....	73

DAFTAR TABEL

Tabel 4.1	Nilai C_{pr} dan $C_{p maks}$ untuk $Re_{Dh} = 1,98 \times 10^5$, $Re_{Dh} = 3,86 \times 10^5$ $Re_{Dh} = 5,85 \times 10^5$	51
-----------	--	----

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

DAFTAR GAMBAR

	halaman
Gambar 2.1 <i>Opened circuit wind tunnel</i>	5
Gambar 2.2 <i>Closed circuit wind tunnel</i>	7
Gambar 2.3 a. <i>Flat-walled diffuser</i> b. <i>Conical diffuser</i>	8
Gambar 2.4 Peta kestabilan <i>flat-diffuser</i> dari Fox dan Kline	9
Gambar 2.5 Perkembangan lapis batas <i>laminar</i> dan <i>turbulent</i> sepanjang plat datar	11
Gambar 2.6 Perkembangan <i>boundary layer</i> akibat pengaruh <i>pressure gradient</i>	13
Gambar 2.7 Ilustrasi aliran pada <i>inlet</i> dan <i>outlet diffuser</i> ..	15
Gambar 2.8 Ilustrasi peletakkan titik referensi <i>diffuser</i>	18
Gambar 2.9 Diagram skematis alat ukur <i>Preston tube</i>	19
Gambar 2.10 Pendekatan profil kecepatan rata-rata pada Clauser Chart Method	20
Gambar 2.11 Perbandingan C_p dengan dan tanpa modifikasi saat aspek rasio konstan ($AR=2$) (a) sudut divergensi 4° , (b) sudut divergensi 7° , dan (c) sudut divergensi 10° (Mariotti, et al, 2014)	22
Gambar 2.12 <i>Diffuser pressure recovery factor Vs sudut divergensi</i> (Reinhard, 2006).....	24
Gambar 2.13 Distribusi <i>pressure coefficient</i> (C_p) hasil eksperimen dan numerik $Re_{WI} = 8,7 \times 10^4$ dan (b) $Re_{WI} = 12,9 \times 10^4$ serta $C_{p_{inviscid}}$ pada sisi <i>upperwall</i> (Rahmawati, 2012)	25
Gambar 2.14 Profil kecepatan pada <i>midspan</i> bidang vertikal <i>diffuser</i> ($2\theta_1 = 8^\circ$) (Faila, 2015).....	26
Gambar 2.15 Profil kecepatan pada <i>midspan</i> bidang horizontal <i>diffuser</i> ($2\theta_1 = 8^\circ$) (Faila, 2015).....	27
Gambar 3.1 Skema instalasi penelitian	29
Gambar 3.2 Penampang <i>diffuser</i>	32
Gambar 3.3 Skema <i>wall pressure tap</i>	33
Gambar 3.4 Skema gabungan <i>Pitot tube</i> dengan mikrometer	34
Gambar 3.5 <i>Inclined manometer</i>	35

Gambar 3.6 <i>Pressure transducer</i> dan data akuisisi	35
Gambar 3.7 <i>Inverter</i>	36
Gambar 3.8 Posisi pengukuran tekanan stagnasi	43
Gambar 3.9 Posisi pengukuran tekanan statis (dalam millimeter)	43
Gambar 3.10 <i>Flowchart</i> kalibrasi <i>inverter</i>	46
Gambar 3.11 <i>Flowchart</i> kalibrasi <i>pressure transducer</i> dan <i>inclined manometer</i>	48
Gambar 3.12 <i>Flowchart</i> pengukuran <i>pressure coefficient</i>	50
Gambar 3.13 <i>Flowchart</i> pengukuran profil kecepatan	53
Gambar 4.1 Distribusi kecepatan maksimum (U_{max}) hasil eksperimen untuk $Re_{Dh} = 1,98 \times 10^5$, $Re_{Dh} = 3,86 \times 10^5$ dan $Re_{Dh} = 5,85 \times 10^5$	57
Gambar 4.2 Distribusi Profil Kecepatan $Re_{Dh} = 1,98 \times 10^5$	59
Gambar 4.3 Distribusi Profil Kecepatan $Re_{Dh} = 3,86 \times 10^5$	59
Gambar 4.4 Distribusi Profil Kecepatan $Re_{Dh} = 5,85 \times 10^5$	59
Gambar 4.5 Distribusi <i>Coefficient Pressure</i> (C_p) untuk $Re_{Dh} = 1,98 \times 10^5$, $Re_{Dh} = 3,86 \times 10^5$ $Re_{Dh} = 5,85 \times 10^5$	62
Gambar 4.6 Distribusi <i>Friction Coefficient</i> untuk $Re_{Dh} = 1,98 \times 10^5$, $Re_{Dh} = 3,86 \times 10^5$, $Re_{Dh} = 5,85 \times 10^5$	64
Gambar 4.7 Distribusi <i>loss coefficient</i> (K) untuk $Re_{Dh} = 1,98 \times 10^5$, $Re_{Dh} = 3,86 \times 10^5$, $Re_{Dh} = 5,85 \times 10^5$	65
Gambar 4.8 Fluktuasi kecepatan fungsi waktu pada <i>inlet diffuser</i>	67
Gambar 4.9 Fluktuasi selisih kecepatan (t) dengan kecepatan rata-rata fungsi waktu pada <i>inlet diffuser</i>	67
Gambar 4.10 Intensitas turbulensi pada <i>inlet diffuser</i>	67
Gambar 4.11 Fluktuasi kecepatan fungsi waktu pada <i>outlet diffuser</i>	68
Gambar 4.9 Fluktuasi selisih kecepatan (t) dengan kecepatan rata-rata fungsi waktu pada <i>outlet diffuser</i>	68
Gambar 4.10 Intensitas turbulensi pada <i>outlet diffuser</i>	68

BAB 1

PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang

Dewasa ini ilmu pengetahuan dan teknologi berkembang sangat pesat. Hal ini mendorong manusia untuk terus berfikir kreatif serta berkreasi menciptakan hal baru serta melakukan banyak penelitian. Penelitian-penelitian ini diharapkan mampu memberikan manfaat bagi masyarakat luas serta melengkapi dan menyempurnakan penelitian sebelumnya. Banyak sekali penelitian dalam bidang mekanika fluida seperti *diffuser*, *nozzel*, *piping*, *pump*, *turbin*, dan lain-lain. Salah satu peralatan yang sering diteliti adalah *diffuser*. Penelitian mengenai *diffuser* ditujukan untuk menganalisa pola perilaku aliran fluida dalam *diffuser* dalam rangka meningkatkan performa dari *diffuser*.

Aplikasi dari *diffuser* telah banyak digunakan dalam dunia industri. Penggunaan *diffuser* pada peralatan yang berbeda mengakibatkan *diffuser* memiliki bentuk yang berbeda pula. Hal ini mempengaruhi performa dan karakteristik fluida yang mengalir di dalam *diffuser*. Salah satu aplikasi dari *diffuser* adalah pada *Heating, Ventilation, and Air Conditioning* (HVAC). *Diffuser* pada HVAC berfungsi mendistribusikan secara merata aliran udara sesuai dengan arah yang diinginkan, dan menurunkan kecepatan pergerakan udara di bagian ruangan.

Diffuser merupakan suatu bentuk saluran tertutup yang mengalami pembesaran luas penampang melintang sepanjang arah aliran fluida. Pembesaran luas penampang *diffuser* menyebabkan aliran fluida mengalami penurunan kecepatan yang berakibat meningkatnya tekanan aliran. Peningkatan tekanan tersebut menyebabkan terjadinya *adverse pressure gradient* (APG) yang berpengaruh terhadap perkembangan *boundary layer*. Semakin besar APG yang terjadi maka aliran semakin mudah terseparasi. Terjadinya separasi merupakan salah satu faktor yang mempengaruhi turunnya nilai koefisien tekanan (*pressure coefficient, Cp*). Nilai *Cp* menjadi parameter penting untuk

dianalisa dalam konteks penerapannya pada diffuser. Perancangan sebuah *diffuser* yang baik akan menghasilkan *pressure recovery coefficient* (C_{pr}) yang maksimum.

Beberapa penelitian telah banyak dilakukan untuk mengetahui perkembangan *boundary layer* aliran di dalam *symmetric flat-walled diffuser*, termasuk penundaan terjadinya separasi untuk diperoleh C_p yang lebih tinggi. Rahmawati (2012) melakukan penelitian secara eksperimen dan numerik aliran turbulen pada *flat-walled diffuser* pada sudut divergensi 10° dengan *aspect ratio* konstan. Hasilnya distribusi C_p hasil eksperimen dan numerik berbeda dan memiliki selisih hasil namun memiliki tren grafik yang hampir sama. Selain itu peningkatan bilangan *Reynolds* sebesar 48,3% tidak mampu secara signifikan untuk menunda terjadinya separasi. Faila (2015) melakukan penelitian secara numerik tentang evaluasi sudut divergensi $(2\theta) = 8^\circ$ dan $(2\theta) = 12^\circ$ terhadap karakteristik *boundary layer* turbulen di dalam *symmetric 3D flat walled diffuser* dengan *aspect ratio* konstan untuk bilangan *Reynolds* $Re_{w1} = 8,7 \times 10^4$ dan $Re_{w2} = 12,9 \times 10^4$. Hasilnya diperoleh aliran tidak mengalami separasi pada bidang *midspan* vertikal pada sudut bukaan *diffuser* $(2\theta) = 8^\circ$ maupun $(2\theta) = 12^\circ$ dan penambahan bilangan *Reynolds* tidak berpengaruh signifikan terhadap penundaan separasi.

Penelitian lain mengenai *symmetric flat-walled diffuser* yaitu Mariotti, et al (2014) dengan memodifikasi *wall* dan Reinhard (2006) dengan variasi *aspect ratio*. Mariotti, et al (2014) melakukan penelitian secara numerik pada *symmetric diffuser* dengan variasi sudut divergensi 4° , 7° dan 10° serta melakukan modifikasi bentuk *wall diffuser*. Pada penelitian ini menggunakan *area ratio* 2. Hasilnya diperoleh dengan melakukan modifikasi *wall* dapat menaikkan nilai C_p . Reinhard (2006) melakukan penelitian mengenai pengaruh *aspect ratio* terhadap performa *diffuser*. Dari penelitiannya dihasilkan *diffuser* dengan *aspect ratio* yang *infinite* memiliki *pressure recovery* yang lebih tinggi dibandingkan dengan *diffuser* yang memiliki *aspect ratio* satu.

1.2 Perumusan Masalah

Berdasarkan pemaparan di dalam latar belakang, didapatkan penjelasan bahwa separasi aliran yang terjadi akibat besarnya *adverse pressure gradient* yang mengakibatkan nilai C_p dan C_{pr} menurun, sehingga mempengaruhi performa *diffuser*. Rumusan masalah di dalam penelitian ini antara lain adalah:

1. Bagaimana agar *pressure recovery coefficient* (C_{pr}) pada *diffuser* tetap tinggi?
2. Bagaimana potensi separasi dapat dikurangi?
3. Bagaimana proses separasi berpengaruh terhadap *pressure coefficient* (C_p) dan *pressure recovery coefficient* (C_{pr})?
4. Bagaimana menghitung *loss coefficient* (K) pada *diffuser*?
5. Bagaimana potensi *boundary layer* yang menebal akibat *adverse pressure gradient* dapat dikurangi?

Oleh karena itu diperlukan penelitian lebih lanjut secara eksperimen mengenai evaluasi karakteristik aliran fluida di dalam *symmetric flat-walled octagonal diffuser* dengan sudut divergensi $(2\theta_1) = 8^\circ$.

1.3 Tujuan Penelitian

Penelitian ini bertujuan untuk mengetahui karakteristik aliran fluida di dalam *symmetric flat-walled octagonal diffuser* secara eksperimen. Secara garis besar, tujuan penelitian adalah:

1. Mendapatkan distribusi tekanan (C_p) yang terjadi di dalam *diffuser* dan menentukan *pressure recovery coefficient* (C_{pr}).
2. Mendapatkan distribusi kecepatan dan koefisien gesek (C_f) yang terjadi pada dinding *diffuser*.
3. Menghitung *loss coefficient* pada *diffuser*.
4. Mempelajari karakteristik *boundary layer* akibat *adverse pressure gradient*.
5. Menghitung intensitas turbulensi pada *inlet* dan *outlet diffuser*.

1.4 Batasan Masalah

Agar ruang lingkup penelitian ini tidak menyimpang dari tujuan penelitian dan tidak mengembang terlalu luas, maka dibutuhkan beberapa batasan masalah sebagai berikut, yaitu:

1. Kondisi aliran pada *inlet section* adalah *steady*, *incompressible* dan *viscous*.
2. Efek perpindahan panas akibat aliran di dalam *diffuser* dapat diabaikan
3. Pengaruh kekasaran pada dinding *diffuser* dapat diabaikan.

BAB II

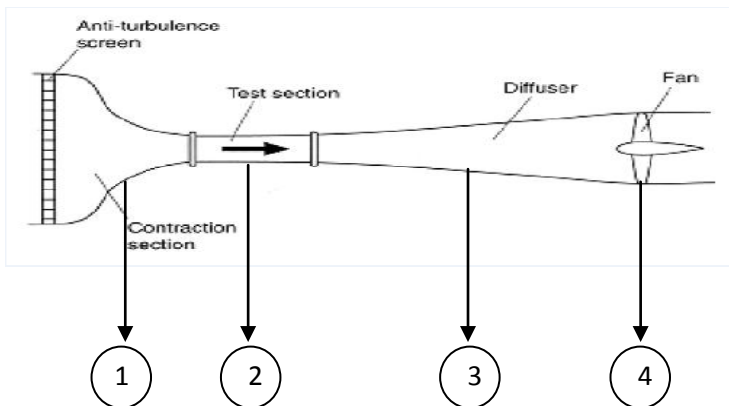
TINJAUAN PUSTAKA

2.1 Wind Tunnel

Wind tunnel atau terowongan angin adalah alat riset yang dikembangkan untuk membantu dalam menganalisa efek angin yang bergerak atau di sekitar *object* padat. Terowongan angin ini digunakan untuk mensimulasikan keadaan sebenarnya pada suatu benda yang berada dalam pengaruh gaya-gaya aerodinamik. *Wind tunnel* dibedakan menjadi 2 rangkaian, yaitu rangkaian terbuka (*Opened circuit wind tunnel*) dan rangkaian tertutup (*Closed circuit wind tunnel*). (Barlow, Jewel B, et al, 1999)

1. Rangkaian Terbuka (*Opened circuit Wind tunnel*)

Pada tipe terowongan ini udara mengikuti jalur lurus dari jalur masuk melalui kontraksi ke *test section*, diikuti dengan *diffuser*, rumah *fan*, dan saluran keluar ke udara. Pada gambar 2.1 ditunjukkan gambar rangkaian *opened circuit wind tunnel*.



Gambar 2.1 *Opened circuit wind tunnel* (Singh, Mansi, et al, 2013)

Keterangan gambar:

1. *Contraction section (nozel)*
2. *Test section*
3. *Diffuser*
4. *Fan*

Pada *Opened circuit wind tunnel* memiliki keuntungan dan kerugian diantaranya yaitu:

Keuntungan:

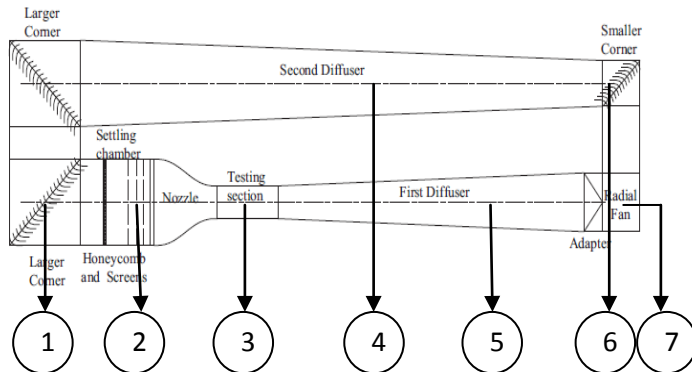
- Biaya konstruksi rendah
- Bisa digunakan dengan motor pembakaran dalam melakukan banyak visualisasi aliran jika *inlet* dan *outlet* keduanya terbuka ke atmosfer

Kerugian:

- Jika diletakkan pada ruangan dibutuhkan penyarangan tambahan pada *inlet* untuk mendapatkan aliran yang bertambah tinggi. Dengan cara yang sama *inlet/outlet* terbuka ke atmosfer, dimana angin dan cuaca dingin dapat mempengaruhi operasi.
- Jika dioperasikan dengan kecepatan dan ukuran yang besar, diperlukan energi yang banyak.
- Untuk ukuran yang besar ($A_{test\ section} > 70\ ft^2$) menyebabkan kebisingan sehingga menimbulkan masalah lingkungan dan membatasi jam operasi.

2. *Rangkain Tertutup (Closed circuit Wind tunnel)*

Terowongan ini mempunyai jalur yang kontinu untuk udara. Sebagian besar tipe ini adalah jalur tunggal (*single return*). Pada gambar 2.2 ditunjukkan rangkaian *closed circuit wind tunnel*.



Gambar 2.2 *Closed circuit wind tunnel* (Messina, 2012)

Keterangan gambar:

- | | |
|---|--------------------------|
| 1. <i>Larger corner</i> | 5. <i>First diffuser</i> |
| 2. <i>Honeycomb, screens and nozzle</i> | 6. <i>Smaller corner</i> |
| 3. <i>Test section</i> | 7. <i>Fan</i> |
| 4. <i>Second diffuser</i> | |

Pada *Closed circuit wind tunnel* memiliki keuntungan dan kerugian diantaranya yaitu:

Keuntungan:

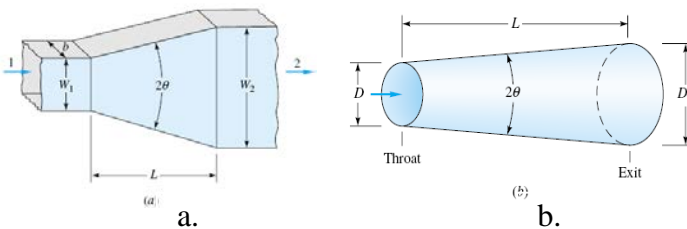
- Dengan menggunakan *corner turning vanes*, kualitas dari aliran dapat dengan mudah di control.
- Memerlukan energi yang lebih sedikit untuk kecepatan dan ukuran yang lebih besar.
- Tidak menyebabkan kebisingan.

Kerugian:

- Biaya awal yang lebih besar akibat penambahan saluran kembali (*return ducts*) dan *corner vanes*.
- Jika digunakan untuk saluran asap atau menjalankan motor pembakaran dalam, diperlukan saluran untuk pembuangan.

2.2 Geometri Diffuser

Diffuser adalah suatu komponen atau saluran yang penampangnya mengalami pembesaran secara bertahap (*gradual*). Berdasarkan bentuk penampangnya, *diffuser* dapat dibedakan menjadi dua, yaitu *flat-walled diffuser* dan *conical diffuser*. Pada gambar 2.3 ditunjukkan kedua bentuk *diffuser* beserta variabel yang mewakili geometri penting dari *diffuser* tersebut.

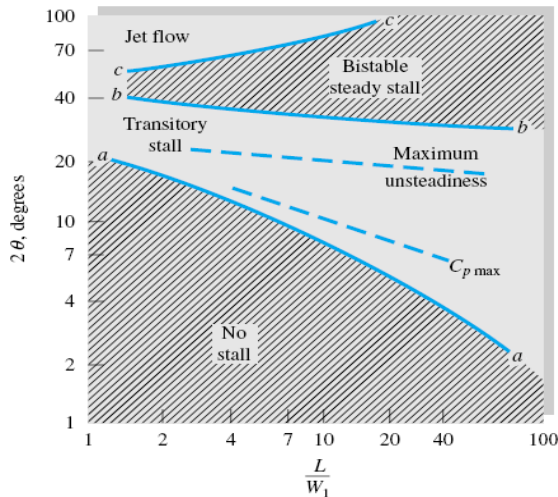


Gambar 2.3 a. *Flat-walled diffuser* b. *Conical diffuser*
 (White, 2001)

Pemilihan jenis dan geometri *diffuser* menentukan performa di dalam aplikasinya. Variabel geometri yang sangat berperan terhadap performa *diffuser* adalah sudut divergensi (2θ), panjang (L) dan *area ratio* (AR). Performa *diffuser* dikatakan baik apabila dapat menghasilkan *pressure recovery* yang maksimum dan tidak terjadi separasi di dalamnya.

Penerbitan peta kestabilan *flat-walled diffuser* (*flat-diffuser stability map*) oleh Fox dan Kline pada tahun 1962 (White, 2001) dapat digunakan sebagai acuan untuk memilih geometri *diffuser* sehingga dapat meminimalisir efek yang tidak diinginkan dari *adverse pressure gradient* dan separasi aliran.

Pada gambar 2.4 ditunjukkan peta kestabilan *flat-diffuser*. Peta tersebut dibagi menjadi 4 daerah utama yaitu daerah *no stall*, daerah *transitory stall*, daerah *bistable steady stall*, dan daerah *jet flow*.



Gambar 2.4 Peta kestabilan *flat-diffuser* dari Fox dan Kline (White, 2001)

Berikut adalah penjelasan daerah pada peta kestabilan *flat-diffuser*:

- Daerah *No stall*. Pada daerah ini, *diffuser* memiliki karakteristik aliran yang tidak mengalami separasi dan memiliki performa yang baik.
- Daerah *Transitory stall*. Daerah yang merupakan awal mula terjadinya *stall*. Namun *stall* hanya berlangsung pada periode waktu yang sangat pendek. Pada daerah ini terjadi performa maksimum pada garis *Cp max*. Selain itu juga terdapat garis yang menunjukkan daerah *Maximum unsteadiness*.
- Daerah *Bistable steady stall*. Aliran di dalam *diffuser* mengalami separasi yang dimulai pada salah satu *diverging wall* dan separasi dapat berpindah dari satu dinding ke dinding yang lain dengan terus eksis. Pada daerah ini dihasilkan *diffuser* dengan performa yang buruk.
- Daerah *Jet flow*. Terjadi separasi yang sangat besar pada kedua *diverging wall* sehingga dihasilkan semacam *jet flow*

di tengah *diffuser*. Performa yang dihasilkan *diffuser* ini sangat buruk.

2.3 Konsep *Boundary Layer*

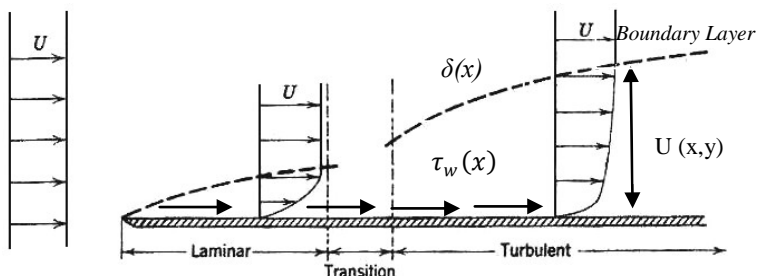
Boundary layer atau lapisan batas adalah lapisan tipis di atas bidang aliran yang terjadi karena adanya pengaruh viskositas aliran yang mengalir di atasnya sehingga terjadi distribusi kecepatan. Konsep *boundary layer* pertama kali dikemukakan pada tahun 1904 oleh Ludwig Prandtl. *Boundary layer* didefinisikan sebagai daerah tipis pada aliran yang berbatasan dengan permukaan *solid* dimana efek viskositas mempunyai pengaruh yang besar sehingga menyebabkan profil kecepatan di dalamnya tidak *uniform*. Selain itu *boundary layer* dapat didefinisikan sebagai batas yang memisahkan antara daerah *freestream* dengan daerah yang masih dipengaruhi oleh gaya gesek. Prandtl membagi daerah aliran yang melewati permukaan *solid* (*solid surface*) menjadi dua daerah yaitu daerah di dalam *boundary layer* yang terpengaruh adanya tegangan geser dan daerah di luar *boundary layer* dimana pengaruh viskositas dapat diabaikan (*inviscid flow*).

2.3.1 Fenomena Perkembangan *Boundary Layer*

Pada awalnya, fluida mengalir dengan distribusi kecepatan yang *uniform* (U). Ketika melewati permukaan *flat plate*, aliran fluida tersebut mengalami gesekan sehingga bekerja tegangan geser ($\tau_w(x)$) pada bidang kontak antara fluida dengan permukaan *flat plate*. Adanya tegangan geser yang bekerja sepanjang aliran menghasilkan distribusi kecepatan. Distribusi kecepatan dimulai dari titik di permukaan *flat plate* yang mempunyai kecepatan nol sampai pada kecepatan mendekati harga kecepatan *uniform* pada jarak $\delta(x)$. Hal ini dikarenakan tegangan geser akan bernilai maksimum pada permukaan *flat plate*, sedangkan nilai tegangan gesek akan berkurang pada titik yang semakin jauh letaknya dari *flat plate*.

Boundary layer dapat dibagi menjadi dua bagian yaitu *laminar boundary layer* dan *turbulent boundary layer*. Kedua jenis *boundary layer* tersebut tergantung pada bilangan *Reynolds*. Di dalam aliran fluida, proses peralihan dari *laminar boundary layer* ke *turbulent boundary layer* disebut sebagai transisi. Lamanya terjadi proses transisi dipengaruhi oleh gradien tekanan, kekasaran permukaan, perpindahan panas, gaya bodi dan gangguan aliran bebas (Fox, et al, 2004).

Proses pembentukan lapisan batas yang mengalami transisi dapat dilihat pada gambar 2.5. Ketika aliran melintasi plat datar, pada bagian depan partikel-partikel fluida yang cukup dekat terhadap plat dihambat oleh adanya tegangan geser yang besar. Lapisan batas menebal dalam arah yang sama dengan arah aliran. Pada lapisan batas ini terjadi perubahan kecepatan dari nol di permukaan plat hingga mendekati harga kecepatan *free stream* pada jarak δ yang semakin jauh semakin besar. Begitu lapisan batas mulai menebal, ketidakstabilan pun terjadi dan mengakibatkan percampuran partikel (gerak acak) dan perubahan momentum dalam fluida hingga menyebabkan terbentuknya lapisan batas turbulen. Pada lapisan batas turbulen, profil kecepatan yang terbentuk lebih tebal (*full*) dengan gradien kecepatan di permukaan plat dan tegangan gesernya lebih tinggi daripada kondisi laminar maupun transisi.



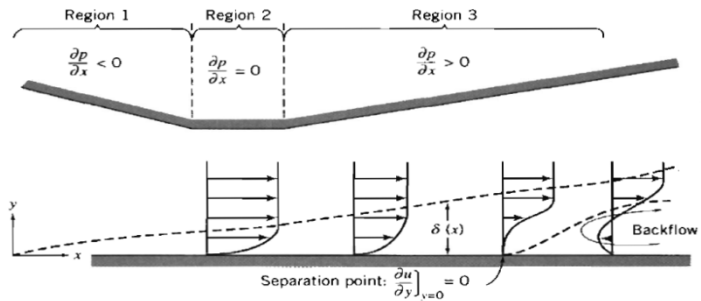
Gambar 2.5 Perkembangan lapis batas *laminar* dan *turbulent* sepanjang plat datar (Fox, et al, 2004)

2.3.2 Separasi pada Lapisan Batas (*Boundary Layer*)

Suatu fluida yang melewati suatu kontur (baik datar maupun lengkung) akan membentuk suatu lapisan batas. Lapisan batas tersebut terbentuk akibat gesekan yang terjadi antara permukaan benda dengan fluida. Daerah yang paling besar pengaruh gesekannya terhadap fluida terjadi pada permukaan benda, dimana pada daerah ini kecepatan fluida adalah nol. Semakin menjauh dari permukaan, gaya gesek ini akan semakin melemah hingga batas dimana pengaruh gaya gesek terhadap fluida tidak ada. Daerah dimana pengaruh gaya gesek terhadap fluida tidak ada disebut dengan daerah *freestream*.

Dengan adanya perubahan tekanan (*pressure gradient*) yang seiring dengan bertambahnya jarak maka akan berpengaruh pada kondisi *boundary layer*. Pada gambar 2.6 ditunjukkan bagaimana pengaruh *pressure gradient* terhadap kondisi *boundary layer*. Terdapat 3 daerah (*region*) *pressure gradient* sebagai berikut:

- *Region 1 (favorable pressure gradient)*, merupakan daerah terjadinya penurunan tekanan dikarenakan adanya pengecilan luas penampang yang berdampak pada peningkatan kecepatan fluida sehingga gradien tekanan yang terjadi negatif, $\left(\frac{\partial p}{\partial x} < 0\right)$.
- *Region 2 (zero pressure gradient)*, merupakan daerah yang memiliki luas penampang yang konstan (*constant area*) sehingga gradien tekanan bernilai nol, $\left(\frac{\partial p}{\partial x} = 0\right)$, namun tidak menyebabkan aliran fluida berhenti.
- *Region 3 (adverse pressure gradient)*, merupakan daerah terjadinya penurunan kecepatan karena membesarnya luas penampang sehingga akan terjadi peningkatan tekanan dan gradien tekanannya menjadi positif, $\left(\frac{\partial p}{\partial x} > 0\right)$.



Gambar 2.6 Perkembangan *boundary layer* akibat pengaruh *pressure gradient* (Fox, et al, 2004)

Apabila ditinjau mengenai kondisi partikel fluida di dekat area *flat plate*, maka dapat dijelaskan bahwa terjadi akumulasi tegangan geser pada partikel tersebut. Akumulasi *shear stress* ini berlaku untuk semua *pressure gradient region*. Kondisi ini tidak berdampak banyak pada daerah *favorable pressure gradient* (*region 1*), karena tekanan pada *inlet region* lebih besar daripada tekanan *outlet* maka aliran dapat mengalir dengan lancar dan mengalami peningkatan kecepatan. Dalam kondisi ini partikel fluida dapat dianalogikan sedang menuruni sebuah bukit yang curam, sehingga dengan mudahnya partikel fluida tersebut bergerak pada *region* ini. Pada *region 2* ($\delta p/\delta x = 0$), akumulasi tegangan geser tersebut berdampak pada penurunan momentum aliran. *Region 3* merupakan daerah yang paling tidak disukai oleh aliran, karena tekanan di *inlet region* lebih kecil daripada tekanan *outlet region*. Pada *region 3* partikel fluida seakan dipaksa untuk mendaki bukit yang curam. Aliran tidak memiliki cukup energi untuk melanjutkan perjalanan (*defisit momentum*) sehingga partikel fluida akan berdefleksi keluar dari *boundary* atau dapat dikatakan bahwa aliran mengalami separasi. Akibat tekanan *outlet* yang tinggi, maka terjadi aliran balik dari *outlet* menuju *inlet region* yang biasa disebut dengan peristiwa *backflow*.

Reynolds number memiliki pengaruh yang penting dalam proses terjadinya separasi. Semakin besar *Reynolds number*, maka aliran akan semakin turbulen. Profil aliran turbulen lebih uniform

sehingga momentum aliran di dekat dinding lebih besar. Hal ini mengakibatkan aliran lebih tahan terhadap tegangan geser dan *adverse pressure* sehingga separasi bisa tertunda.

2.4 Bilangan *Reynolds*

Bilangan *Reynolds* merupakan salah satu faktor yang berpengaruh dalam proses terbentuknya suatu aliran. Semakin besar bilangan *Reynolds*, maka aliran yang terbentuk akan semakin turbulen. Aliran turbulen memiliki bentuk lebih *blunt* dibandingkan dengan aliran laminar, sehingga momentum aliran turbulen di dekat dinding lebih besar. Hal ini mengakibatkan aliran lebih tahan terhadap tegangan geser dan *adverse pressure*. Persamaan bilangan *Reynolds* dapat dituliskan sebagai :

$$Re = \frac{\rho \cdot U_{ref} \cdot Dh}{\mu} \quad (2.1)$$

dimana:

ρ	:	massa jenis fluida
U_{ref}	:	<i>central velocity</i> fluida pada <i>inlet test section</i>
Dh	:	diameter hidrolis
μ	:	viskositas dinamis fluida

2.5 *Pressure Coefficient (Cp)* dan *Pressure Recovery Coefficient (Cpr)*

Koefisien tekanan (*Cp*) adalah koefisien yang menyatakan distribusi tekanan pada kontur permukaan suatu *diffuser*. Koefisien tekanan diperoleh dari selisih antara tekanan statis lokal di satu titik dengan tekanan statis referensi pada *inlet diffuser* yang kemudian dibandingkan dengan tekanan dinamis yang juga diukur pada *inlet diffuser*. *Cp* didefinisikan sebagai :

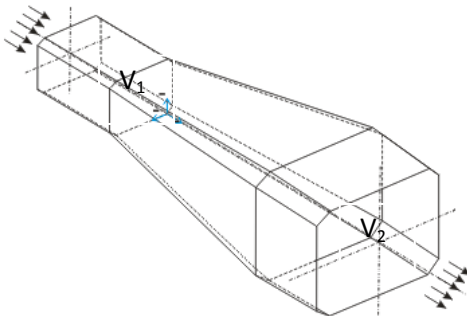
$$Cp = \frac{p_{s,i} - p_{s,0}}{\frac{1}{2} \rho U_{ref}^2} \quad (2.2)$$

dimana: $p_{s,i}$: tekanan statis dinding pada $x/L_1 = i$
 $p_{s,o}$: tekanan statis referensi pada *diffuser inlet*
 ρ : massa jenis udara pada $T = 27^\circ\text{C}$
 U_{ref} : *central velocity* fluida pada *inlet test section*

Persamaan 2.2 merupakan perumusan C_p aktual. Sedangkan harga C_p ideal (C_p *inviscid*) dapat diperoleh dengan cara mengaplikasikan persamaan Bernoulli dimana *section 1* adalah *inlet* sedangkan *section 2* adalah *outlet diffuser*. Pada gambar 2.7 ditunjukkan ilustrasi aliran pada *inlet* dan *outlet diffuser*, sehingga persamaan Bernoulli dapat dituliskan menjadi:

$$C_{p_{inviscid}} = 1 - \left(\frac{V_2}{V_1} \right)^2, \quad (2.3)$$

dimana: V_1 : kecepatan pada *diffuser inlet*
 V_2 : kecepatan pada *diffuser outlet*



Gambar 2.7 Ilustrasi aliran pada *inlet* dan *outlet diffuser*

Berdasarkan hubungan antara persamaan kontinuitas dan dengan persamaan *area ratio*, $AR = \left(\frac{A_2}{A_1} \right)$, maka persamaan kontinuitas dan dengan persamaan 2.3 dapat diubah menjadi:

$$C_{p_{inviscid}} = 1 - (AR)^{-2} \quad (2.4)$$

dimana : A_1 : area pada *diffuser inlet*
 A_2 : area pada *diffuser outlet*

Untuk menyatakan performa *diffuser* dapat ditentukan melalui *pressure recovery coefficient* (C_{pr}). *Pressure recovery coefficient* (C_{pr}) merupakan perbandingan antara selisih tekanan statis pada *diffuser outlet* dengan tekanan statis referensi pada *diffuser inlet* dibandingkan dengan tekanan dinamis yang diukur pada *diffuser inlet*. Perumusan untuk mendapatkan *pressure recovery coefficient* (C_{pr}) ditunjukkan pada persamaan 2.5 :

$$C_{pr} = \frac{p_{s,e} - p_{s,0}}{\frac{1}{2}\rho U_{ref}^2} \quad (2.5)$$

dimana: $p_{s,e}$: tekanan statis *outlet* pada $x/L_1 = 1$
 $p_{s,0}$: tekanan statis referensi pada $x/L_1 = 0$
 ρ : massa jenis udara pada $T = 27^\circ\text{C}$
 U_{ref} : *central velocity* fluida pada *inlet test section*

Harga C_p maksimum pada *outlet diffuser* menyatakan seberapa besar kemampuan suatu *diffuser* dengan geometri tertentu dan kondisi operasi tertentu untuk meningkatkan tekanan dengan cara memperlambat kecepatan aliran fluida yang mengalir di dalamnya. Sehingga dapat disimpulkan bahwa semakin besar C_p maka semakin baik performa dari *diffuser* tersebut.

2.6 Tekanan Statis, Tekanan Stagnasi dan Tekanan Dinamis

Tekanan statis adalah tekanan yang diukur melalui suatu instrumen/alat yang bergerak bersama aliran dengan kecepatan relatif alat ukur terhadap aliran adalah nol. Karena alat ukur harus ikut bergerak maka pengukuran menjadi sangat sulit. Namun sesuai dengan prinsip pengukuran bahwa kecepatan relatif alat ukur terhadap aliran harus nol maka pengukuran dapat dilakukan dengan memasang alat ukur tegak lurus terhadap arah aliran pada permukaan dinding. Hal ini mengingat bahwa tidak ada fluida ideal (*non viscous*) di permukaan bumi ini sehingga kecepatan

aliran fluida pada permukaan dinding akan menjadi nol. Alat ukur ini dikenal sebagai *wall pressure tap* dan *Pitot static tube*.

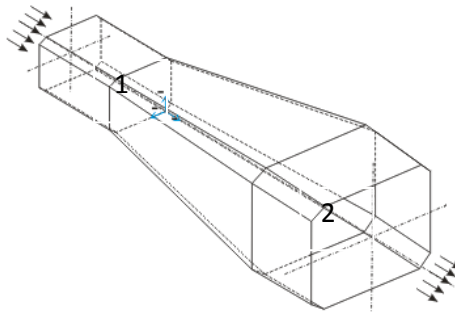
Pada pengukuran tekanan statis aliran diperlambat hingga nol akibat faktor gesekan pada permukaan dinding. Tekanan statis di sepanjang penampang saluran adalah sama sehingga tekanan statis pada permukaan dinding merupakan tekanan statis aliran pada penampang tersebut. Sedangkan tekanan stagnasi (tekanan total) adalah tekanan yang diukur pada daerah dimana aliran fluida diperlambat hingga nol dengan perlambatan tanpa gesekan.

Pada aliran inkompresibel untuk sepanjang suatu *streamline*, persamaan Bernoulli dapat diterapkan, yang dapat ditulis sebagai berikut :

$$\frac{p}{\rho} + \frac{V^2}{2} + gz = C \quad (2.6)$$

Pada gambar 2.8 ditunjukkan ilustrasi peletakkan titik referensi *diffuser*. Pada pengukuran tekanan stagnasi (P_0) dimana kecepatannya (V_0) adalah nol dan $z_0 = z$ maka persamaan Bernoulli di atas menjadi :

$$\begin{aligned} \frac{p_1}{\rho} + \frac{V_1^2}{2} + gz_1 &= \frac{p_2}{\rho} + \frac{V_2^2}{2} + gz_2 = k \frac{V_1^2}{2} \\ \frac{p_1 - p_2}{\rho} &= \frac{V_2^2 - V_1^2}{2} + k \frac{V_1^2}{2} \\ \frac{p_1 - p_2}{\rho \frac{V_1^2}{2}} + 1 - \frac{V_2^2}{V_1^2} &= k \\ - \frac{p_2 - p_1}{\rho \frac{V_1^2}{2}} + 1 - \frac{A_1^2}{A_2^2} &= k \\ -Cpr + 1 - \frac{A_1^2}{A_2^2} &= k \end{aligned} \quad (2.7)$$



Gambar 2.8 Ilustrasi peletakkan titik referensi *diffuser*

$$p_0 = \frac{p}{\rho} + \frac{V^2}{2} = \text{Konstan} \quad (2.8)$$

Tekanan dinamis merupakan selisih antara tekanan stagnasi dengan tekanan statis.

$$\frac{1}{2} \times \rho \times V^2 = p_0 - p \quad (2.9)$$

2.7 Tegangan Geser Dinding(τ_w) dan *Skin Friction Coefficient* (C_f)

Tegangan geser dinding dapat diperoleh dengan menggunakan beberapa metode perhitungan, diantaranya yaitu dengan metode *Preston tube*, *Momentum deficiency thickness*, dan *Clauser chart*.

1. Metode *Preston tube* dapat digunakan pada bilangan *Reynolds* yang tinggi maupun yang rendah. Pada metode ini memiliki tingkat keakuratan yang tinggi untuk daerah yang mengalami *adverse pressure gradient*. Persamaan untuk mendapatkan tegangan geser dengan metode *Preston tube* yang biasanya digunakan adalah persamaan kalibrasi *Preston tube* oleh Bechert (1995) sebagai berikut:

$$\tau_w = \frac{\left[28,44 \cdot \left(\frac{\Delta p \cdot d^2}{\rho \cdot v^2} \right)^2 + 6,61 \cdot 10^{-6} \cdot \left(\frac{\Delta p \cdot d^2}{\rho \cdot v^2} \right)^{3,5} \right]^{1/4}}{d^2} \cdot \rho \cdot v^2 \quad (2.10)$$

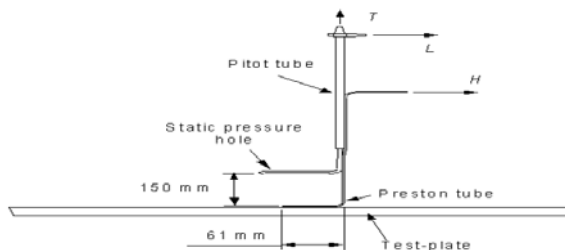
Koefisien friksi atau *skin friction coefficient* diperoleh dari pembagian tegangan geser dinding dengan tekanan dinamis pada inlet *diffuser*.

$$Cf = \frac{\tau_w}{\frac{1}{2} \rho U_{ref}^2} \quad (2.11)$$

dimana:

- τ_w : Tegangan geser
- Δp : Selisih tekanan stagnasi dan statis pada wall
- d : diameter *Pitot tube*
- ρ : density
- v : absolut viscosity
- U_{ref} : kecepatan referensi
- Cf : coefficient of friction

Untuk mengestimasi nilai tegangan geser sesuai dengan metode *Preston tube*, diberikan skematik alat ukur seperti yang ditunjukkan pada gambar 2.9 berikut :



Gambar 2.9 Diagram skematis alat ukur *Preston tube*

2. Metode *momentum deficiency thickness* (θ), menggunakan persamaan $\theta = f(x)$ yang didapatkan melalui regresi data-data yang diplot pada grafik θ versus x . Persamaan untuk mendapatkan tegangan geser dengan metode *momentum*

deficiency thickness pada daerah *non-zero pressure gradient* adalah :

$$\tau_w = \rho U^2 \left[\frac{d\theta}{dx} + \left(\frac{\delta^*}{\theta} + 2 \right) \frac{\theta}{U} \frac{dU}{dx} \right] \quad (2.12)$$

3. Metode *Clauser chart* memakai pendekatan harga profil kecepatan rata-rata pada over lap region grafik semi logaritmik $u^+ = f(y^+)$. Daerah over lap ini akan memperlihatkan distribusi profil kecepatan rata-rata (*mean velocity profile*) yang linear. Gambar 2.10 memperlihatkan pendekatan profil kecepatan rata-rata terhadap persamaan *logarithmic-overlap layer*. Bentuk tipikal dari persamaan *logarithmic-overlap layer* (White, 2001) adalah :

$$u^+ = (1/k) \ln y^+ + B, \quad (2.13)$$

dimana:

$$k \approx 0,41 \text{ (kostanta Karman)}$$

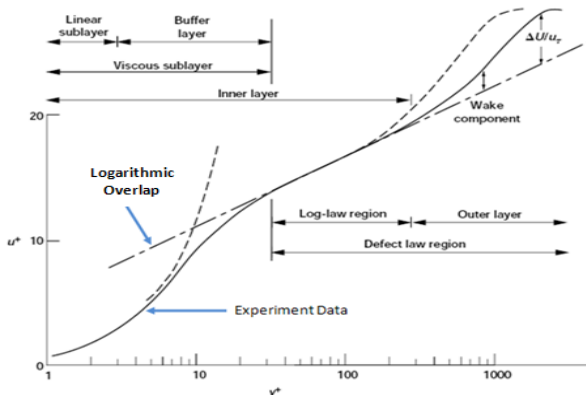
$$B \approx 5$$

$$u^+ = \text{non-dimensional velocity} = u/u^*$$

$$u = \text{kecepatan lokal}$$

$$y^+ = \text{non-n dimensional height} = y u^*/\nu$$

$$\nu = \text{viskositas kinematis.}$$



Gambar 2.10 Pendekatan profil kecepatan rata-rata pada *Clauser Chart Method* (McKinzie Jr.1996)

Dengan menggunakan metode ini akan diperoleh pendekatan harga kecepatan friksi (*friction velocity*, u^*). Nilai u^* diperoleh secara *trial and error* dari persamaan,

$$\frac{u}{u^*} = \left(\frac{1}{0,41} \right) \cdot \ln \frac{y \cdot u^*}{\nu} + 5 \quad (2.13a)$$

dimana: $u^* = \text{friction velocity} = \sqrt{\frac{\tau_w}{\rho}}$ (2.13b)

Setelah mengetahui nilai pendekatan kecepatan friksi (u^*) sesuai dengan persamaan 2.13 b didapatkan persamaan tegangan geser dinding (τ_w) sebagai berikut:

$$\tau_w = \rho (u^*)^2 \quad (2.13c)$$

Koefisien friksi atau *skin friction coefficient* diperoleh dari pembagian tegangan geser dinding dengan tekanan dinamis pada inlet *diffuser*.

$$Cf = \frac{\tau_w}{\frac{1}{2} \rho U_{ref}^2} \quad (2.14)$$

2.8 Intensitas Turbulensi

Turbulensi merupakan fluktuasi *irregular* pada gerak atau aliran fluida di dalam medan aliran. Fluktuasi tersebut biasanya terjadi dalam tiga komponen kecepatan, dan tidak susah diprediksi secara detail. Turbulensi muncul dalam waktu sesaat di dalam ruang dan terjadi pencampuran propertis-propertis fluida sebagai akibat dari gradient tekanan. Gradient tekanan ini terjadi di dalam ruang atau dipengaruhi faktor lingkungan. Lingkungan-lingkungan aliran biasanya merupakan batas aliran, misal permukaan datar, sudut tajam, atau benda menghalangi aliran (*bluffbody*), dimana permukaan tersebut menghasilkan gradient tekanan sebagai akibat viskositas fluida.

Intensitas turbulensi merupakan derajat keturbulenan aliran di dalam suatu alat uji. Dalam suatu penelitian tidak diinginkan intensitas turbulensi yang besar, karena intensitas turbulensi dapat mempengaruhi hasil penelitian. Sehingga perlu adanya upaya untuk mengurangi intensitas turbulensi, agar didapatkan data hasil penelitian yang konsisten. Salah satu upaya

untuk mengurangi intensitas turbulensi yaitu dengan menempatkan *screens* pada sisi *inlet* setelah melewati *honeycomb* pada *windtunnel*. Suatu *windtunnel* dikatakan memiliki intensitas turbulensi yang baik jika memiliki nilai intensitas turbulensi $\leq 1\%$.

Pada suatu *closed circuit windtunnel* intensitas turbulensi sangat penting untuk dilakukan pengukuran. Hal ini dikarenakan pada rangkaian *closed circuit windtunnel* memiliki beberapa bagian yang memiliki luas penampang yang berbeda. Persamaan untuk menghitung intensitas turbulensi (IT) adalah sebagai berikut:

$$IT = \frac{U_{rms}}{\bar{U}} \times 100\% \quad (2.15)$$

$$U_{rms} = \sqrt{\overline{(U'(t) - \bar{U})^2}} \quad (2.16)$$

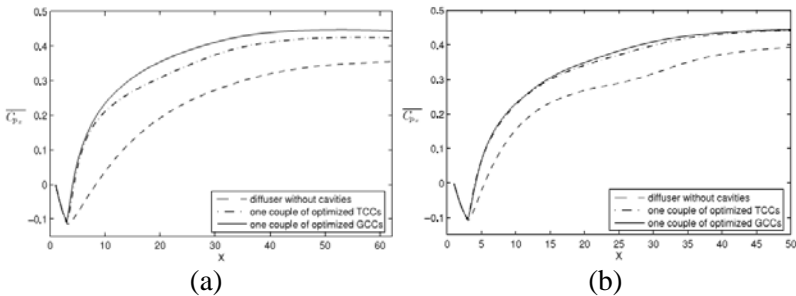
dimana :

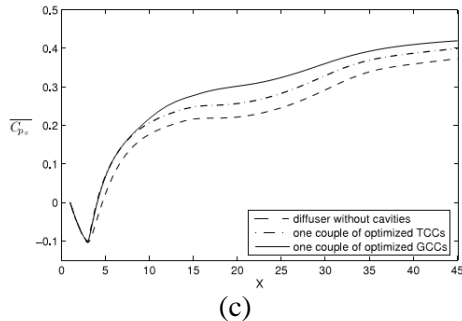
\bar{U} : Kecepatan rata-rata, m/s

U' : Kecepatan (t), m/s

2.9 Penelitian Terdahulu

Mariotti, at al (2014) telah melakukan penelitian secara numerik pada *symmetric diffuser* dengan variasi sudut divergensi 4° , 7° , dan 10° serta melakukan modifikasi bentuk *wall diffuser*. Dari penelitian ini didapatkan perbandingan C_p dengan dan tanpa modifikasi (Gambar 2.11).



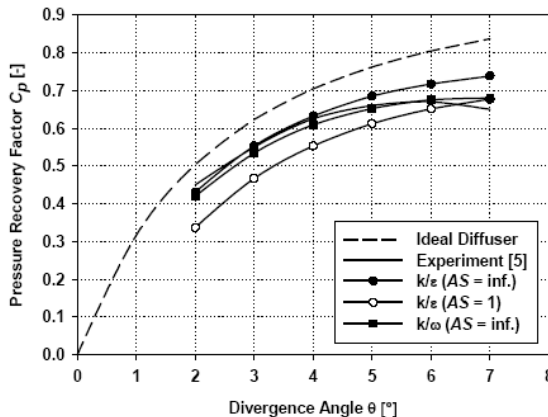


Gambar 2.11 Perbandingan C_p dengan dan tanpa modifikasi saat aspek rasio konstan ($AR=2$) (a) sudut divergensi 4° , (b) sudut divergensi 7° , dan (c) sudut divergensi 10° (Mariotti, et al, 2014)

Dari penelitian ini didapatkan kesimpulan bahwa dengan melakukan modifikasi *wall* pada *symmetric diffuser* dapat menaikkan nilai C_p .

Reinhard (2006) melakukan simulasi numerik untuk mengetahui performa *diffuser* dengan *aspect ratio* yang rendah. Pada penelitiannya menggunakan *diffuser* dengan penampang persegi dengan panjang tak berdimensi $L/W_1 = 6$ dengan variasi sudut 2° sampai 7° dengan kenaikan tiap 1° dengan *aspect ratio* (AS) = ∞ dan $AS = 1$. Hasil dari simulasi numerik akan dibandingkan dengan hasil eksperimen yang dilakukan Reneau, Johnston dan Kline (Reinhard, 2006). Hasil yang didapatkan dapat dilihat pada gambar 2.12. Dari penelitiannya didapatkan bahwa perbandingan antara eksperimen Reneau, Johnston, kline dan numerik dengan *k/ε- turbulence model* hanya sesuai untuk $\theta \leq 4^\circ$. Untuk $\theta = 5,5^\circ$ berlawanan dengan hasil eksperimen. Dengan menggunakan *k/ω- turbulence model* hasil yang didapatkan lebih mendekati hasil dari eksperimen. Untuk hasil numerik *k/ε- turbulence model* dengan $AS = \infty$ dan $AS = 1$ didapatkan *pressure recovery coefficient* (C_{pr}) dengan selisih yang konstan. Hal ini dikarenakan *pressure loss coefficient* adalah jumlah dari *skin friction* dan efek separasi. Jika separasi tidak terjadi, total *pressure*

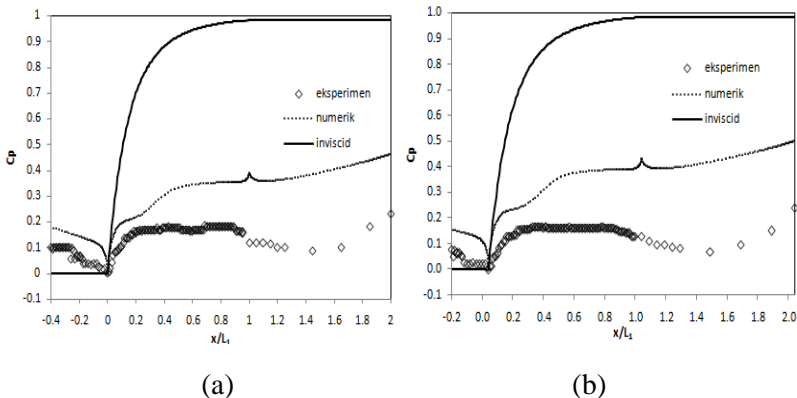
loss coefficient karena *skin friction* dapat diperkirakan berdasarkan aliran pada pipa dengan penampang yang konstan. Artinya *total pressure losses* hanyalah fungsi dari *hydraulic diameter* (d_h). Dengan naiknya nilai d_h maka *pressure recovery* akan besar. Pada *diffuser* dua dimensi $AS = \infty$ maka $d_h = 2W_1$. Pada *diffuser* dengan $AS = 1$ maka $d_h = W_1$



Gambar 2.12 *Diffuser pressure recovery factor Vs sudut divergensi* (Reinhard, 2006)

Rahmawati (2012) melakukan studi eksperimental dan numerik aliran turbulen pada *flat-walled diffuser* pada sudut divergensi 10° dengan *aspect ratio* konstan. Metode numerik yang dilakukan secara 3 dimensi menggunakan software Fluent 6.3.2.6 dengan *turbulence model* *k- ω Shear Stress Transport* (SST). Penelitian ini bertujuan untuk melihat pengaruh sudut divergensi dan penambahan bilangan *Reynolds* terhadap perkembangan *boundary layer* turbulen pada *diffuser*, dimana dalam penelitian ini digunakan dua bilangan *Reynolds*, yang di dasarkan pada tinggi *diffuser inlet* (W_1) yaitu $Re_{W1} = 8,7 \times 10^4$ dan $Re_{W1} = 12,9 \times 10^4$. Gambar 2.13 menjelaskan distribusi koefisien tekanan (C_p) hasil eksperimen dan numerik pada sisi *upper wall*. Distribusi C_p dari

hasil numerik dan eksperimen berbeda dan memiliki selisih hasil namun memiliki tren grafik yang hampir sama.



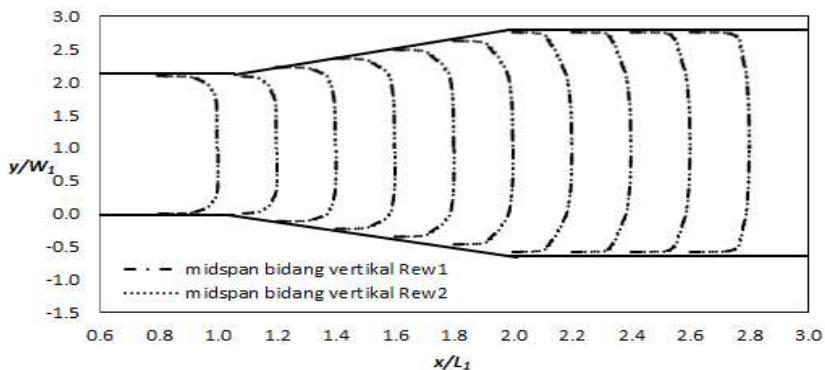
Gambar 2.13 Distribusi *pressure coefficient* (C_p) hasil eksperimen dan numerik (a) $Re_{W1} = 8,7 \times 10^4$ dan (b) $Re_{W1} = 12,9 \times 10^4$ serta $C_{p_{inviscid}}$ pada sisi *upper wall* (Rahmawati, 2012)

Kerugian (*losses*) C_p yang terjadi secara eksperimen pada *diffuser* ini sangat besar. C_p pada *diffuser* ($x/L_1 = 1$) dari hasil eksperimen untuk $Re_{W1} = 8,7 \times 10^4$ memiliki *losses* sebesar 84 % relatif terhadap $C_{p_{inviscid}}$. Sedangkan *losses* C_p pada $x/L_1 = 1$ untuk $Re_{W1} = 12,9 \times 10^4$ pada $x/L_1 = 1$ sebesar 88,5 % relatif terhadap nilai $C_{p_{inviscid}}$. Selain itu hasil yang didapatkan dari penelitian ini adalah peningkatan bilangan *Reynolds* 48,3% tidak mampu secara signifikan untuk menunda terjadinya separasi.

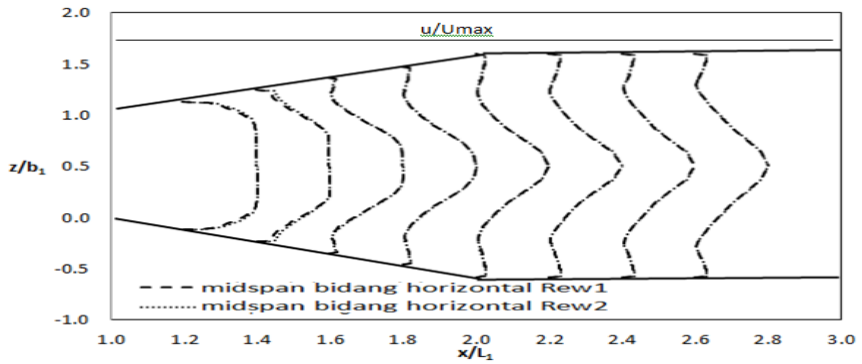
Faila (2015) juga melakukan penelitian secara numerik evaluasi sudut divergensi 8° dan 12° terhadap karakteristik *boundary layer* turbulen di dalam *symmetric flat-walled diffuser* dengan *aspect ratio* konstan, dimana dalam penelitian ini digunakan dua bilangan *Reynolds* yang didasarkan pada tinggi *diffuser inlet* (W_1) yaitu $Re_{W1} = 8,7 \times 10^4$ dan $Re_{W1} = 12,9 \times 10^4$. Metode numerik yang dilakukan secara 3 dimensi menggunakan software Fluent 6.3.2.6 dengan *turbulence model* *k-w Shear Stress Transport* (SST). Penelitian ini bertujuan untuk mengevaluasi

karakteristik *boundary layer* turbulen dengan penentuan titik separasi aliran di dalam *symmetric flat-walled diffuser*.

Dari gambar 2.14 ditunjukkan bahwa hasil penelitian numerik tidak menunjukkan terjadinya separasi aliran pada bidang vertikal pada sudut bukaan *diffuser* ($2\theta_1$) = 8°. Berdasarkan gambar profil kecepatan tersebut tidak terlihat adanya aliran *backflow* sebagai akibat peristiwa separasi. Profil kecepatannya masih terlihat simetris tanpa adanya gradien kecepatan yang bernilai nol pada dinding. Sedangkan untuk gambar 2.15 menunjukkan terjadinya separasi aliran pada bidang horisontal untuk bukaan *diffuser* ($2\theta_1$) = 8°. Berdasarkan gambar profil kecepatan tersebut terlihat adanya aliran *backflow* sebagai akibat peristiwa separasi. Terdapat peristiwa *defisit momentum* pada aliran di dekat dinding menyebabkan gradien kecepatan yang bernilai nol pada dinding sehingga terjadi tanda-tanda separasi pada *midspan* bidang horizontal. Selain itu didapatkan kesimpulan bahwa penambahan bilangan *Reynolds* tidak berpengaruh signifikan terhadap penundaan separasi.



Gambar 2.14 Profil kecepatan pada *midspan* bidang vertikal *diffuser* ($2\theta_1$) = 8° (Faila, 2015)



Gambar 2.15 Profil kecepatan pada *midspan* bidang horizontal *diffuser* ($2\theta_1 = 8^\circ$) (Faila, 2015)

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

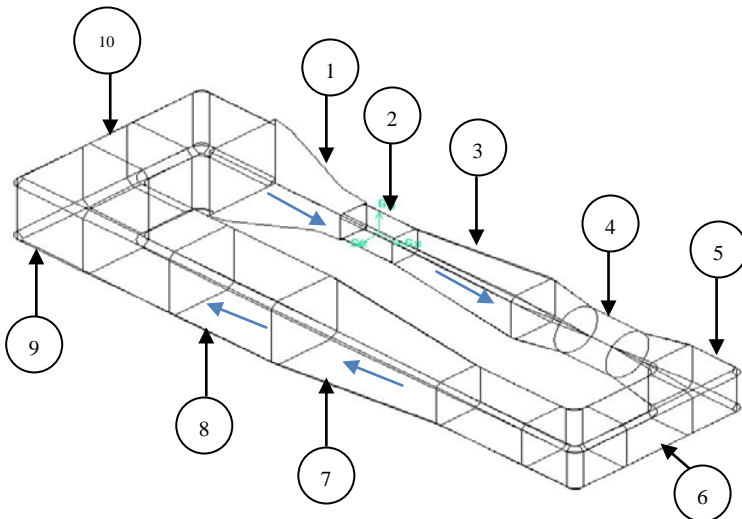
BAB 3

METODOLOGI PENELITIAN

Pada bab ini membahas mengenai metodologi penelitian yang digunakan, yaitu metode penelitian secara eksperimen. Pembahasan meliputi instalasi dan *test section* penelitian, peralatan pendukung penelitian, analisa dimensi, prosedur pengambilan data, serta langkah-langkah dalam pengelolaan data.

3.1 Instalasi Penelitian

Pada metode ini yang dimaksud dengan instasi penelitian adalah berupa benda uji *diffuser* dan peralatan pendukung yang digunakan dalam penelitian eksperimen ini. Skema instalasi penelitian secara keseluruhan ditunjukkan pada gambar 3.1.



Gambar 3.1 Skema instalasi penelitian

Keterangan gambar:

- | | |
|--|-----------------------------------|
| 1. <i>Nozel, honey comb</i> dan <i>screens</i> | 8. <i>Test Section 2</i> |
| 2. <i>Test section 1</i> | 9. <i>Elbow besar</i> |
| 3. <i>Diffuser 1</i> | 10. <i>Penyambung elbow besar</i> |
| 4. <i>Fan</i> | |
| 5. <i>Elbow kecil</i> | |
| 6. <i>Penyambung elbow kecil</i> | |
| 7. <i>Diffuser 2</i> | |

Instalasi penelitian memiliki spesifikasi umum dengan dimensi total panjang 6.490 mm, lebar 2250 mm dan tinggi 771 mm. Instalasi penelitian terdiri dari beberapa bagian utama, yaitu:

a. *Fan Axial*

Fan Axial digunakan sebagai pembangkit aliran udara di dalam instalasi, dimana aliran masuk dan keluarnya dapat dihubungkan. Pada *diffuser 1 fan axial* berfungsi untuk menyedot (*induced*) aliran udara. Spesifikasi *fan axial* yang digunakan adalah sebagai berikut :

- Merk : SAD-500/10/4/2
- Tipe : Direct Axial Fan
- Kapasitas : 15000 m³/hr
- Daya : 4 kW
- Putaran : 2800 rpm

b. *Diffuser 1*

Diffuser 1 pada penelitian ini adalah *diffuser* yang akan ditinjau, dimana pada penelitian ini menggunakan variasi bilangan *Reynolds* $Re_{Dh} = 1,98 \times 10^5$, $Re_{Dh} = 3,86 \times 10^5$ dan $Re_{Dh} = 5,85 \times 10^5$. *Diffuser* dalam penelitian ini berupa *symmetric flat-walled octagonal diffuser area ratio 2,99*. Pada *diffuser* ini menggunakan bentuk *octagonal diffuser* hal ini dikarenakan untuk mengurangi adanya *vortex* aliran. Pada gambar 3.2 ditunjukkan penampang *diffuser*.

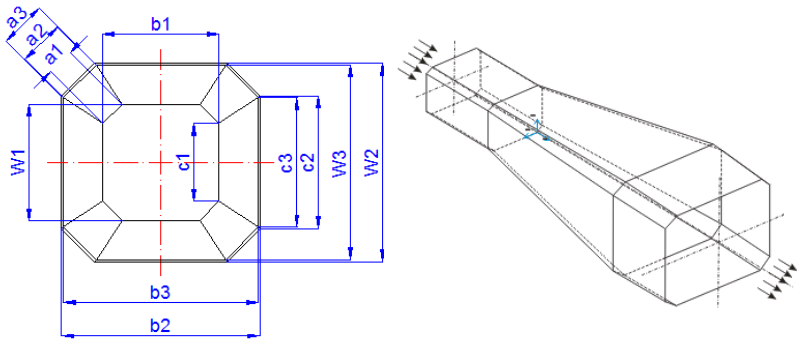
Di bawah ini adalah spesifikasi dari *diffuser*:

- Bahan : Akrilik dan Tripleks
- Panjang *diffuser* (L_1) : 1500 mm
- Panjang *upstream channel* (L_2) : 600 mm
- Panjang *downstream channel* (L_3) : 500 mm
- Tinggi *inlet diffuser* (W_1) : 300 mm
- Tinggi *outlet diffuser* (W_2) : 518,8 mm
- Tinggi *inlet fan* (W_3) : 500 mm
- Lebar *span inlet diffuser* (b_1) : 300 mm
- Lebar *span outlet diffuser* (b_2) : 518,8 mm
- Lebar *span inlet fan* (b_3) : 500 mm
- Tinggi sisi *octagonal inlet diffuser* (c_1) : 200 mm
- Tinggi sisi *octagonal outlet diffuser* (c_2) : 346 mm
- Tinggi sisi *octagonal inlet fan* (c_3) : 333,5 mm
- Tinggi sisi *octagonal inlet diffuser* (a_1) : 50 mm
- Tinggi sisi *octagonal outlet diffuser* (a_2) : 86 mm
- Tinggi sisi *octagonal inlet fan* (a_3) : 83 mm
- Diameter hidrolik *inlet diffuser* (Dh_1) : 313,9 mm
- Diameter hidrolik *outlet diffuser* (Dh_2) : 543 mm
- Diameter hidrolik *inlet fan* (Dh_3) : 523,3 mm
- Sudut divergensi (2θ) : 8°
- Area ratio (AR) : 2,99

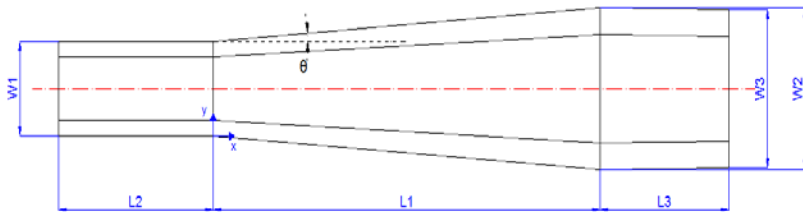
c. *Honey Comb*

Honey Comb digunakan sebagai pelurus aliran agar aliran yang akan masuk ke dalam instalasi lebih uniform serta untuk mengurangi derajat turbulensi.

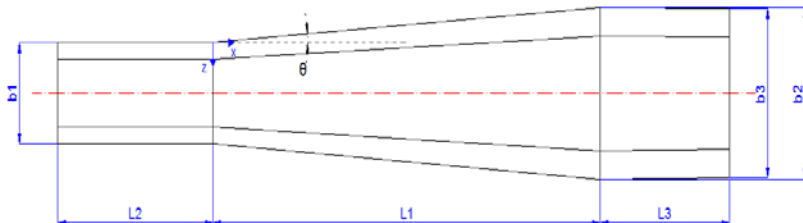
Penampang Depan



Penampang Samping



Penampang Atas



Gambar 3.2 Penampang *diffuser*

3.2 Peralatan Pendukung

Peralatan pendukung yang digunakan untuk membantu dalam mengambil data-data eksperimen. Peralatan pendukung yang digunakan dalam penelitian ini yaitu:

a. *Wall Pressure Tap*

Wall Pressure Tap digunakan untuk mengukur tekanan statis pada *diffuser*. *Wall pressure tap* yang digunakan memiliki diameter dalam 0,9 mm. Pemasangan *wall pressure tap* berada di sepanjang dinding *diffuser* bagian bawah dengan jarak yang telah ditentukan. Pada gambar 3.3 ditunjukkan skema *wall pressure tap*.



Gambar 3.3 Skema *wall pressure tap*

b. *Pitot Tube* dan Mistar

Pitot tube digunakan untuk mengukur tekanan stagnasi pada beberapa titik yang telah ditentukan pada *diffuser*. Pada penelitian ini digunakan *Pitot tube* dengan diameter luar 0,7 mm. *Pitot tube* dihubungkan dengan *inclined manometer*, sehingga tekanan stagnasi yang terukur dapat dibaca dengan perubahan ketinggian *liquid* pada *manometer*. Untuk memudahkan dalam melakukan pergeseran titik pengukuran secara vertikal, maka *Pitot tube* digabung dengan mikrometer dengan tujuan agar dapat melakukan pergeseran titik pengukuran stagnasi secara vertikal pada setiap *cross section* yang sama. Mikstar yang digunakan memiliki skala pengukuran terkecil sebesar 1 mm. Pada gambar 3.4 ditunjukkan skema gabungan *Pitot tube* dengan mistar.



Gambar 3.4 Skema gabungan *Pitot tube* dengan Mistar

c. *Inclined Manometer* dan Mistar

Inclined manometer adalah manometer yang memiliki bentuk V yang digunakan sebagai pembaca perbedaan tekanan yang terukur melalui *wall pressure tap* dan *Pitot tube* yang ditandai dengan adanya perubahan ketinggian fluida kerja pada manometer tersebut. Dengan penggunaan *inclined manometer* ini diharapkan pengukuran perbedaan ketinggian (Δh) akan lebih teliti. Mistar digunakan untuk pembacaan perubahan ketinggian pada *inclined manometer* dengan ketelitian 1 mm. Pada gambar 3.5 ditunjukkan *inclined manometer*. Spesifikasi *inclined manometer* pada penelitian ini:

- Sudut kemiringan manometer $\phi = 15^\circ$
- Fluida kerja adalah *Red oil* (SG=0,827)
- Skala minimum 1 mm, skala maksimum 300 mm



Gambar 3.5 *Inclined manometer*

d. *Pressure Transducer* dan data akuisisi

Pressure transducer ini merupakan alat ukur digital, dimana alat ini mengukur arus untuk mengetahui tekanan. *Wall pressure tap* dan *Pitot tube* dihubungkan ke alat ini dan hasilnya berupa arus atau tegangan yang dibaca melalui data akuisisi. Oleh karena itu diperlukan validasi agar dapat diketahui tekanan. Pada gambar 3.6 ditunjukkan gambar *pressure transducer* dan data akuisisi. Berikut ini adalah spesifikasi dari *Pressure Transducer* dan data akuisisi:

Model	: PX655-05BD
Accuracy	: per/sec
Range	: $\pm 5''$ WC
Output	: 4-20 mA
Excitation	: 13-36 Vdc
Ser.no.	: 3030238423



Gambar 3.6 *Pressure transducer* dan data akuisisi

e. *Inverter*

Inverter adalah alat yang digunakan untuk mengatur kecepatan fan. Pada *inverter* output yang ditunjukkan yaitu berupa putaran dengan satuan rpm. Pada gambar 3.7 ditunjukkan penampang *inverter*.



Gambar 3.7 *Inverter*

f. *Termometer*

Termometer digunakan untuk mengukur temperatur udara di dalam ruangan saat eksperimen dilakukan.

g. *Waterpass*

Waterpass digunakan untuk memastikan kedataran permukaan pada *diffuser*.

3.3 Analisa Dimensi

Metode yang digunakan untuk mengetahui korelasi antara parameter-parameter yang saling mempengaruhi dalam suatu penelitian disebut dengan analisa dimensi. Korelasi parameter yang ditemukan adalah dalam bentuk parameter-parameter tanpa dimensi. Metode analisa ini dikenal dengan *Buckingham Pi Theorem*. Analisa dimensi yang digunakan pada penelitian ini adalah untuk mengetahui variabel apa saja yang mempengaruhi karakteristik aliran melalui *symmetric flat-walled octagonal diffuser* dengan *aspect ratio* konstan dengan variasi bilangan *Reynolds*. Parameter-parameter yang mempengaruhi karakteristik

aliran dalam penelitian ini adalah:

τ_w	=	tegangan geser dinding
Δp	=	perbedaan tekanan statis
ρ	=	massa jenis fluida
μ	=	viskositas absolut fluida
u	=	kecepatan lokal
U_{ref}	=	<i>central velocity</i> fluida pada <i>inlet diffuser</i>
W_1	=	tinggi <i>inlet diffuser</i>
W_2	=	tinggi <i>outlet diffuser</i>
W_3	=	tinggi <i>inlet fan</i>
b_1	=	lebar span <i>inlet diffuser</i>
b_2	=	lebar span <i>outlet diffuser</i>
b_3	=	lebar span <i>inlet fan</i>
L_1	=	panjang <i>diffuser</i>
L_2	=	panjang <i>upstream channel</i>
L_3	=	panjang <i>downstream channel</i>
Dh	=	Diameter hidrolik <i>inlet diffuser</i>
θ	=	setengah sudut divergensi

Dengan menganggap τ_w dan Δp sebagai *dependent parameter* maka dapat dituliskan persamaan:

$$\tau_w = f_1(\rho, \mu, u, U_{ref}, W_1, W_2, W_3, b_1, b_2, b_3, L_1, L_2, L_3, Dh, \theta)$$

$$\Delta p = f_2(\rho, \mu, u, U_{ref}, W_1, W_2, W_3, b_1, b_2, b_3, L_1, L_2, L_3, Dh, \theta)$$

Dengan menggunakan teori *Buckingham Pi* maka diperoleh 13 grup tak berdimensi untuk kedua *dependent parameter* τ_w dan Δp sebagai berikut:

1) Koefisien *skin friction* (C_f)

$$C_f = \frac{\tau_w}{\rho U_{ref}^2} = f_1\left(\frac{\mu}{\rho U_{ref} L_1}, \frac{u}{U_{ref}}, \frac{W_1}{L_1}, \frac{W_2}{L_1}, \frac{W_3}{L_1}, \frac{b_1}{L_1}, \frac{b_2}{L_1}, \frac{b_3}{L_1}, \frac{L_2}{L_1}, \frac{L_3}{L_1}, \theta, \frac{Dh}{L_1}\right) \quad (3.1)$$

2) Koefisien tekanan (C_p)

$$C_p = \frac{\Delta p}{\rho U_{ref}^2} = f_2\left(\frac{\mu}{\rho U_{ref} L_1}, \frac{u}{U_{ref}}, \frac{W_1}{L_1}, \frac{W_2}{L_1}, \frac{W_3}{L_1}, \frac{b_1}{L_1}, \frac{b_2}{L_1}, \frac{b_3}{L_1}, \frac{L_2}{L_1}, \frac{L_3}{L_1}, \theta, \frac{Dh}{L_1}\right) \quad (3.2)$$

Dari grup tak berdimensi yang telah diperoleh, terdapat parameter yang konstan karena harganya sudah ditentukan sejak awal yaitu $\frac{W_1}{L_1}, \frac{W_2}{L_1}, \frac{W_3}{L_1}, \frac{b_1}{L_1}, \frac{b_2}{L_1}, \frac{b_3}{L_1}, \frac{L_2}{L_1}, \frac{L_3}{L_1}, \frac{Dh}{L_1}, \theta$. Parameter yang konstan tersebut dapat dikeluarkan dari fungsi grup tak berdimensi. Pada penelitian ini digunakan bilangan *Reynolds* berdasarkan pada diameter hidrolis (Dh) *inlet diffuser*. Dengan melakukan pembagian antara grup tak berdimensi berikut:

$$\frac{\mu}{\rho U_{ref} L_1} \text{ dibagi dengan } \frac{Dh}{L_1},$$

maka diperoleh persamaan untuk menentukan bilangan *Reynolds* berdasarkan pada diameter hidrolis (Dh) *inlet diffuser*, $1/Re_{Dh} = \frac{\mu}{\rho U_{ref} Dh}$.

Berdasarkan penurunan persamaan di atas dapat ditentukan bahwa repeating parameters yang digunakan adalah ρ , U_{ref} , dan Dh . Pada penelitian ini perubahan jarak pengukuran distribusi tekanan stagnasi ke arah vertikal pada beberapa jarak *test section* x/L_1 didasarkan pada tinggi *inlet diffuser* W_1 (terdapat pada sub bab 3.4.1 dan gambar 3.7, pengambilan tekanan stagnasi). Untuk mendapatkan perubahan jarak y berdasarkan tinggi inlet diffuser W_1 , maka dilakukan pembagian grup tak berdimensi berikut:

$$\frac{y}{L_1} \text{ dibagi dengan } \frac{W_1}{L_1}$$

maka diperoleh $\frac{y}{W_1}$.

Dari analisa-analisa tersebut maka diperoleh persamaan tak berdimensi sebagai berikut :

1. *Skin friction coefficient (Cf)*

$$Cf = \frac{\tau_w}{\frac{1}{2}\rho U_{ref}^2} = f_1\left(\frac{\mu}{\rho U_{ref} D_h}, \frac{u}{U_{ref}}, \frac{x}{L_1}, \frac{y}{W_1}\right) \quad (3.3)$$

2. *Pressure Coefficient (Cp)*

$$Cp = \frac{\Delta p}{\frac{1}{2}\rho U_{ref}^2} = f_2\left(\frac{\mu}{\rho U_{ref} D_h}, \frac{u}{U_{ref}}, \frac{x}{L_1}, \frac{y}{W_1}\right) \quad (3.4)$$

3.4 Prosedur Pengambilan Data Eksperimen

Prosedur penelitian eksperimen pada *symmetric flat-walled octagonal diffuser* ini menggunakan 4 langkah pengambilan data yaitu langkah-langkah kalibrasi *inverter*, kalibrasi *pressure transducer* dan *inclined manometer*, langkah pengukuran *coefficient pressure* dan langkah pengukuran profil kecepatan. Pada gambar 3.8 ditunjukkan gambar posisi pengukuran tekanan stagnasi dan untuk gambar 3.9 ditunjukkan gambar posisi pengukuran tekanan statis.

3.4.1 Langkah-langkah kalibrasi *inverter*

- Memasang semua instalasi penelitian baik *diffuser* maupun peralatan pendukung.
- Memasukkan *Pitot tube* pada posisi *center line* yaitu pada posisi $x = 0$ dan $y = 150$ mm.
- Menghubungkan *Pitot tube* dengan *inclined manometer*.
- Memastikan kecepatan pada *Pitot tube* nol yaitu pada keadaan *fan* belum berputar.
- Mencatat ketinggian awal (h_0) pada *inclined manometer* dari *Pitot tube*.
- Melepas *inclined manometer* dari *Pitot tube* dan memasangnya pada *wall pressure tap*.
- Mencatat ketinggian awal (h_0) pada *inclined manometer* dari *wall pressure tap*.

- h) Menghidupkan *fan axial* dan menghidupkan *inverter* $n = 0$ rpm.
- i) Mencatat perubahan ketinggian (Δh_s) pada *inclined manometer* dari *wall pressure tap*.
- j) Melepas *inclined manometer* dari *wall pressure tap* dan memasangnya pada *Pitot tube*.
- k) Mencatat perubahan ketinggian (Δh_0) pada *inclined manometer* dari *Pitot tube*.
- l) Mengulangi langkah i) sampai k) hingga $n = 2700$ rpm dengan menaikkan putaran setiap 300 serta melepas *inclined manometer* dari *Pitot tube* dan memasangnya ke *pressure tap*.
- m) Mematikan *Fan axial*.
- n) Menghitung tekanan statis yaitu $P_s = \rho g \Delta h_s$ dan tekanan stagnasi yaitu $P_0 = \rho g \Delta h_0$
- o) Menghitung kecepatan dari tekanan statis dan stagnasi.
- p) Memplot grafik $u = f(n)$.

3.4.2 Langkah-Langkah Kalibrasi *Pressure Transducer* dan *Inclined Manometer*

- a) Dari kalibrasi inverter didapatkan grafik $u = f(n)$.
- b) Meletakkan *Pitot tube* pada *center line* dan dihubungkan dengan *inclined manometer* dan *pressure transducer* dan data akuisisi.
- c) Mencatat ketinggian awal (h_0) pada *inclined manometer*.
- d) Menghidupkan *fan axial*.
- e) Mengatur *inverter* untuk menghasilkan kecepatan 0 m/s berdasarkan grafik $u = f(n)$
- f) Mencatat perubahan ketinggian (Δh) pada *inclined manometer*.
- g) Mencatat arus (I) pada *pressure transducer* dan data akuisisi
- h) Mengulang f) sampai g) hingga kecepatan 32 m/s dengan mengatur *inverter* dengan menambah kecepatan setiap 4 m/s.
- i) Memplot grafik $\Delta h = f(I)$.

- j) Mematikan *fan axial*.

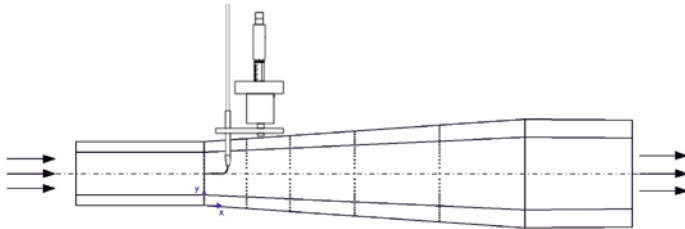
3.4.3 Langkah-langkah Pengukuran *Coefficient Pressure (Cp)*

- Menghubungkan *wall pressure tap* saat $x = -600$ mm dengan *pressure transducer* dan data akuisisi.
- Menghidupkan *fan axial*.
- Mengatur *inverter* untuk menghasilkan $u = 10$ m/s.
- Mencatat arus (I) dari data akuisisi.
- Mengulangi langkah d) dengan mengukur *pressure tap* ke-2 dan ke-4 dengan menambah x setiap 170 mm hingga $x = 0$ mm.
- Mengulangi langkah d) dengan mengukur *pressure tap* ke-5 sampai ke-19 dengan menambah x setiap 100 mm dari posisi $x = 0$ mm hingga $x = 1500$ mm.
- Mengulangi langkah d) dengan mengukur *pressure tap* ke-20 sampai ke-21 dengan menambah x setiap 170 mm dari posisi $x = 1500$ mm hingga $x = 1840$ mm.
- Mengkonversi arus (I) menjadi Δh .
- Menghitung tekanan statis.
- Menghitung *coefficient pressure (Cp)*.
- Mengulangi langkah d) sampai j) dengan menambah kecepatan *fan* dengan mengatur *inverter* untuk menghasilkan 30 m/s.
- Mematikan *fan axial*.
- Mendapatkan grafik *coefficient pressure (Cp) = f(x/L; Re)*.

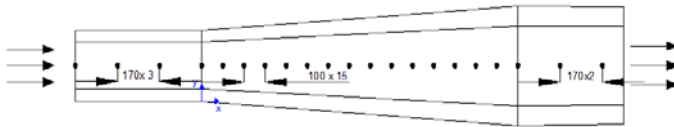
3.4.4 Langkah-Langkah Pengukuran Profil Kecepatan

- Meletakkan *Pitot tube* pada posisi $x = -600$ mm dan $y = 0$ mm serta menghubungkannya dengan *pressure transducer* dan data akuisisi.
- Menghidupkan *fan axial*.
- Mengatur *inverter* dengan menghasilkan $u = 10$ m/s.
- Mencatat arus (I) dari data akuisisi.
- Mengulangi langkah c) sampai d) hingga $y = 10$ mm dengan menggeser *Pitot tube* vertikal setiap 1 mm.

- f) Mengulangi langkah c) sampai d) dari posisi $y=10$ mm hingga $y= 20$ mm dengan menggeser *Pitot tube* vertikal setiap 2 mm.
- g) Mengulangi langkah c) sampai d) dari posisi $y= 20$ mm hingga $y= 30$ mm dengan menggeser *Pitot tube* vertikal setiap 5 mm.
- h) Mengulangi langkah c) sampai d) dari posisi $y= 30$ mm hingga $y= 50$ mm dengan menggeser *Pitot tube* vertikal setiap 10 mm.
- i) Mengulangi langkah c) sampai d) dari posisi $y= 50$ mm hingga $y= 150$ mm dengan menggeser *Pitot tube* vertikal setiap 20 mm.
- j) Mengulangi langkah c) sampai i) hingga $x=0$ mm dengan menggeser *Pitot tube* horizontal setiap 170 mm.
- k) Mengulangi langkah c) sampai i) dari $x= 0$ mm hingga $x=1500$ mm dengan menggeser *Pitot tube* horizontal setiap 150 mm.
- l) Mengulangi langkah c) sampai i) dari $x=1500$ mm hingga $x=1840$ mm dengan menggeser *Pitot tube* horizontal setiap 170 mm.
- m) Mengulangi langkah c) sampai l) dengan menambah kecepatan *fan* dengan mengatur *inverter* untuk menghasilkan $u=30$ m/s.
- n) Mendapatkan grafik $u/U_{ref}=f(y/W_1; x/L_1; Re)$



Gambar 3.8 Posisi pengukuran tekanan stagnasi



Gambar 3.9 Posisi pengukuran tekanan statis (dalam milimeter)

3.5 Prosedur Pengolahan Data Eksperimen

Data Eksperimen yang diperoleh dari hasil pengukuran tekanan stagnasi dan tekanan statis digunakan untuk menghitung nilai *pressure coefficient* (C_p), *skin friction coefficient* (C_f), *loss coefficient* (K), dan distribusi kecepatan di sepanjang $diffuser\ x/L_1 = -0,4$ sampai dengan $x/L_1 = 1,13$. Selanjutnya dibuat beberapa grafik sebagai berikut:

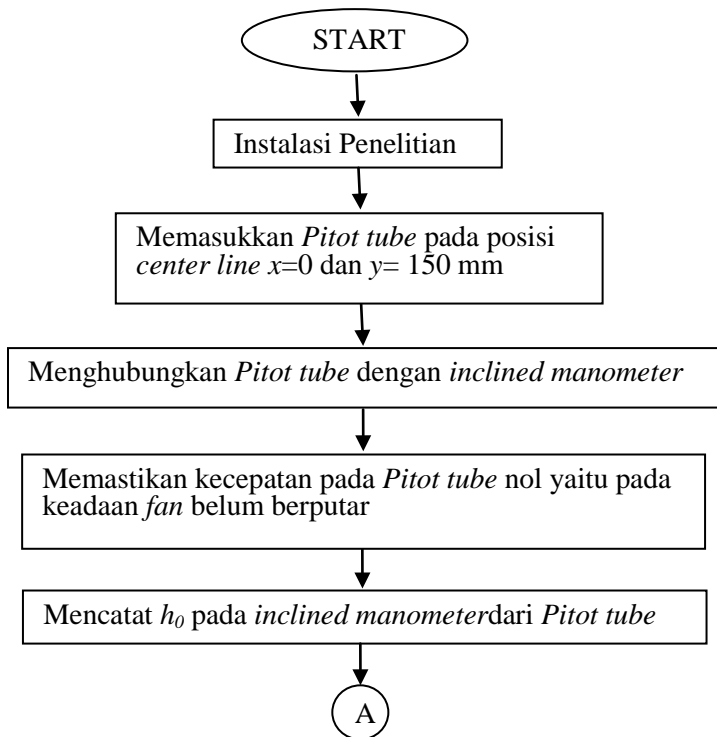
- Grafik kecepatan tak berdimensi fungsi ketinggian tak berdimensi, $u/U_{ref} = f(y/W_i)$ pada beberapa jarak (x/L_1) yang merupakan pengukuran tekanan titik stagnasi.
- Grafik *pressure coefficient* (C_p) fungsi tak berdimensi, $C_p = f(x/L_1)$.
- Grafik *skin friction coefficient* (C_f) fungsi jarak tak berdimensi, $C_f = f(x/L_1)$.
- Grafik *loss coefficient* (K) terhadap variasi bilangan *Reynolds*.

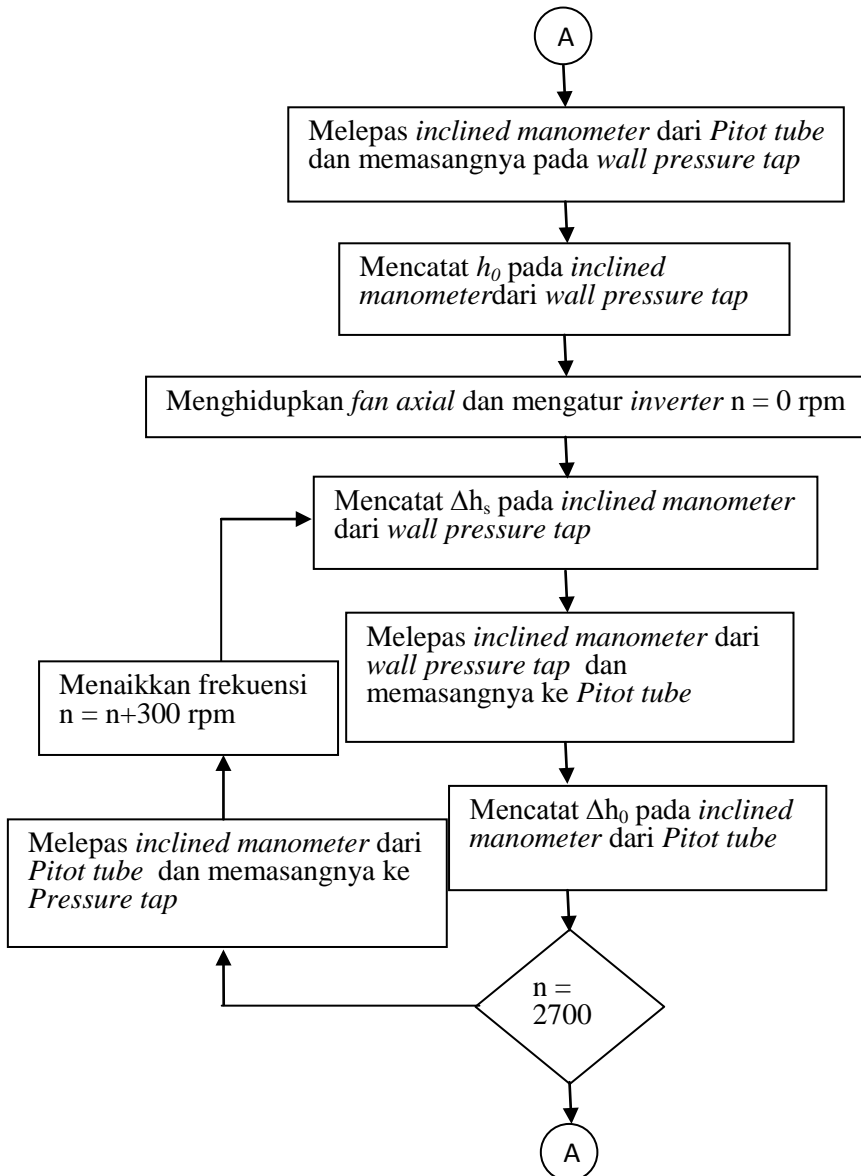
3.6 Flowchart Penelitian

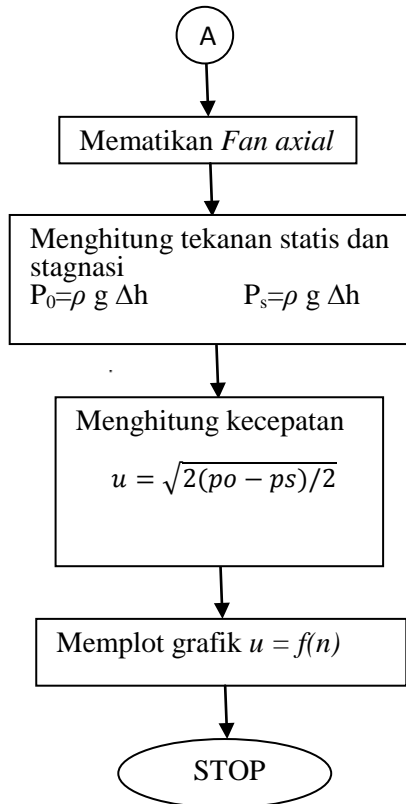
Prosedur penelitian eksperimen pada *symmetric flat-walled octagonal diffuser* ini menggunakan 4 *flowchart* yaitu *flowchart* kalibrasi inverter, *flowchart* kalibrasi *pressure transducer* dan *inclined manometer*, *flowchart* pengukuran *coefficient pressure* dan *flowchart* pengukuran profil kecepatan.

3.6.1 Flowchart Kalibrasi Inverter

Secara singkat prosedur kalibrasi *Inverter* dapat dijelaskan dengan menggunakan *flowchart* yang ditunjukkan pada gambar 3.10.

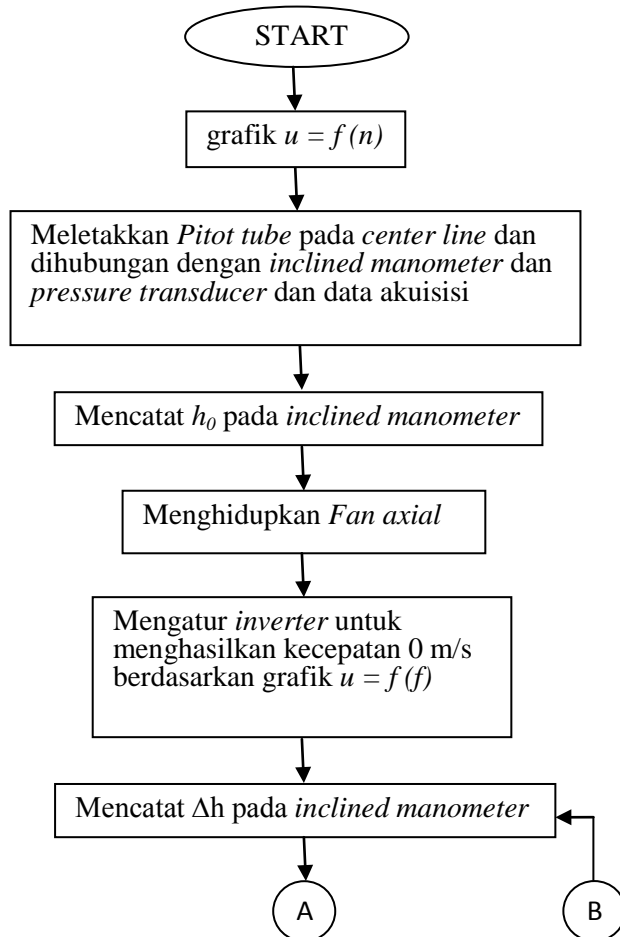


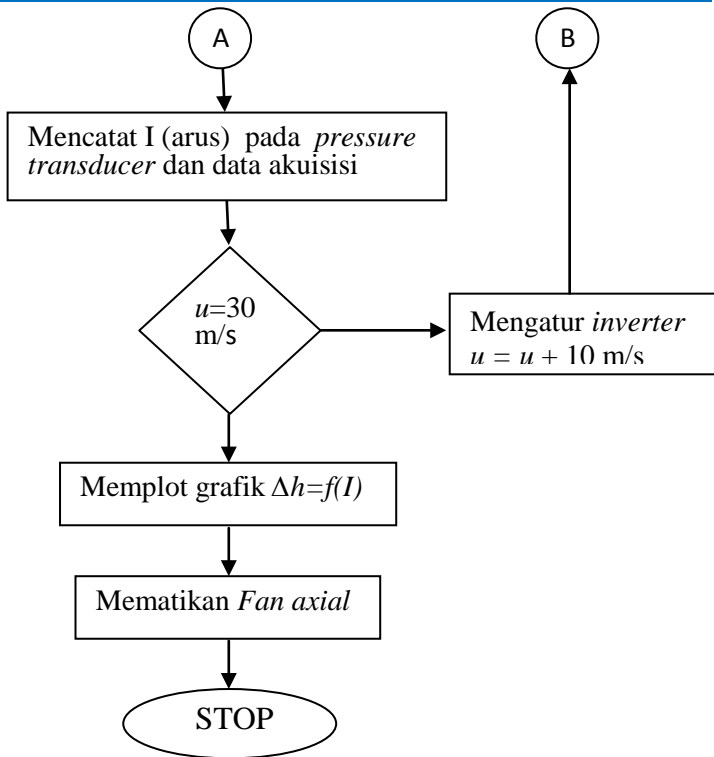


Gambar 3.10 Flowchart kalibrasi *inverter*

3.6.2 Flowchart Kalibrasi Pressure Transducer dan Inclined Manometer

Secara singkat prosedur kalibrasi *Pressure Transducer* dan *Inclined Manometer* dapat dijelaskan dengan menggunakan *flowchart* yang ditunjukkan pada gambar 3.11.

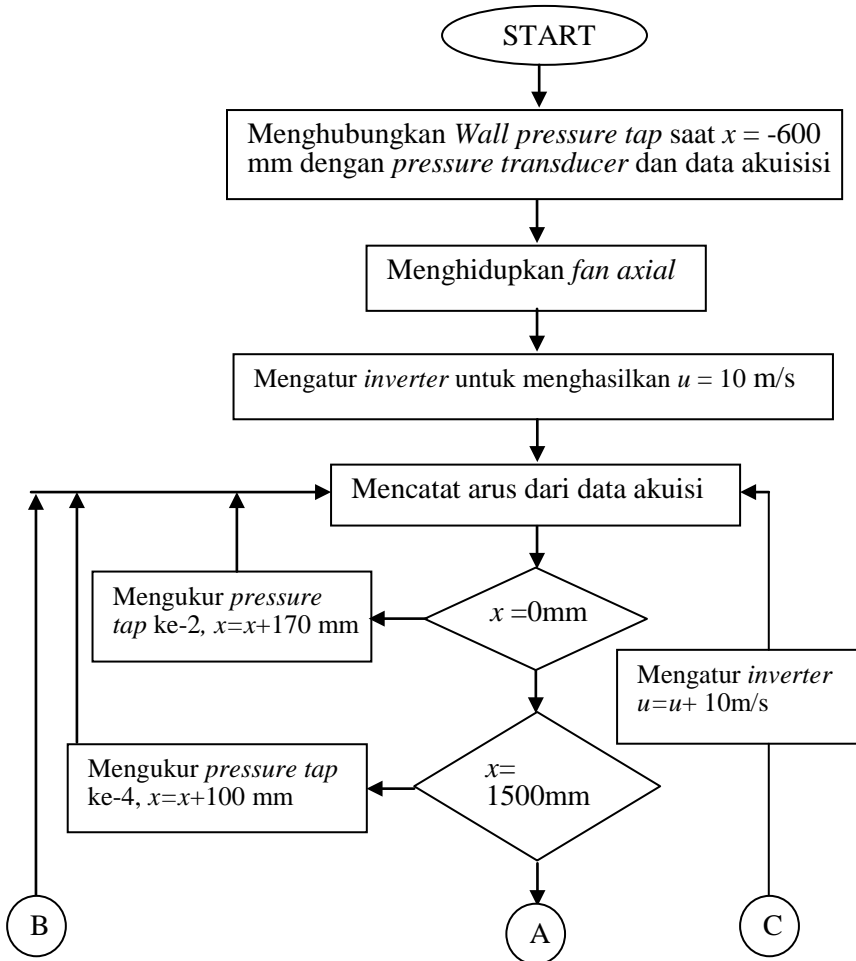


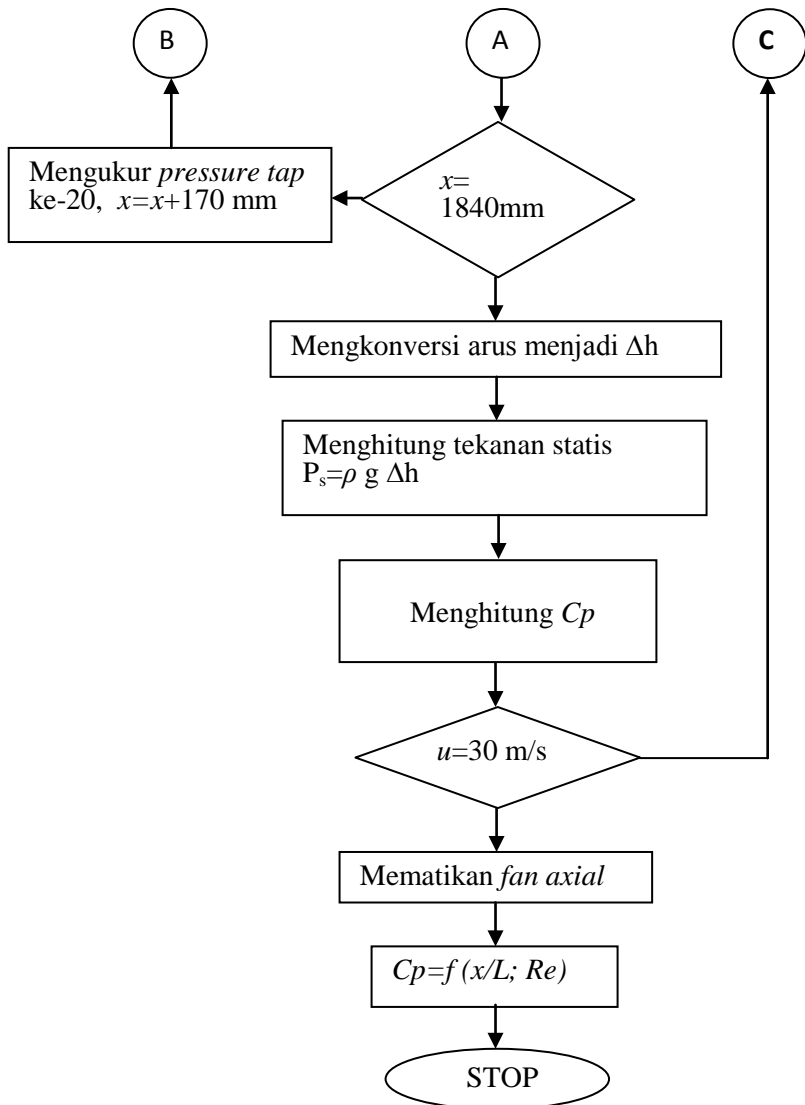


Gambar 3.11 *Flowchart kalibrasi Pressure Transducer dan Inclined Manometer*

3.6.3 Flowchart Coefficient Pressure (C_p)

Secara singkat prosedur kalibrasi *Pressure Transducer* dan *Inclined Manometer* dapat dijelaskan dengan menggunakan *flowchart* yang ditunjukkan pada gambar 3.12.

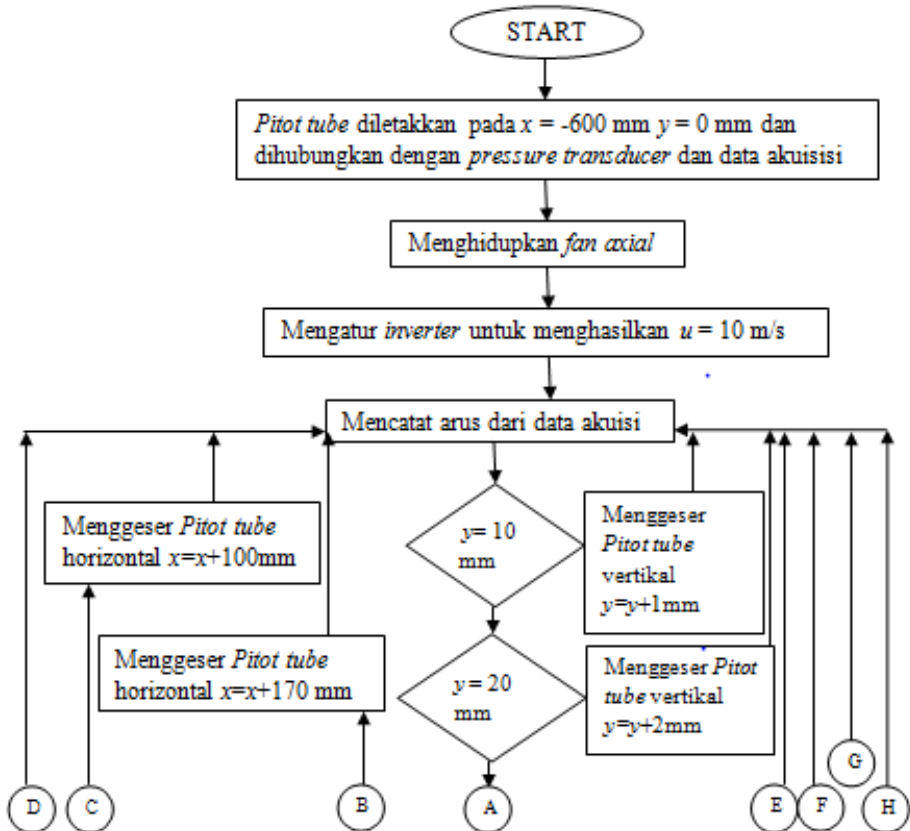


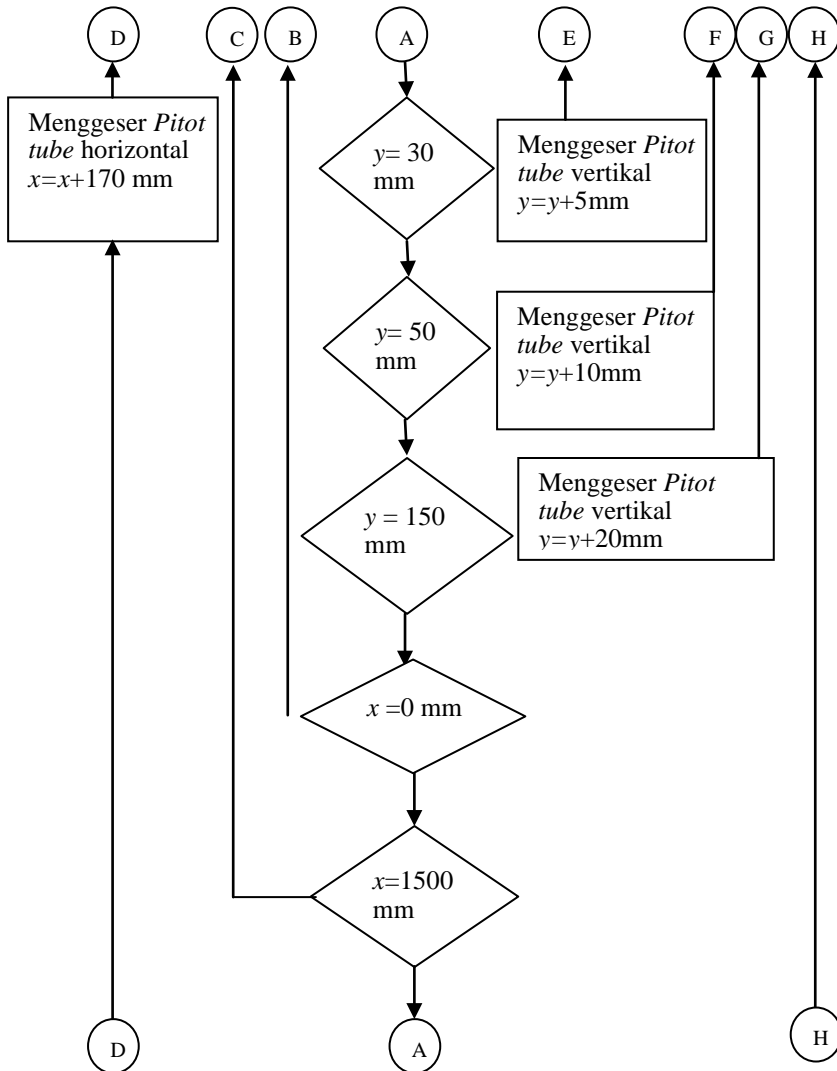


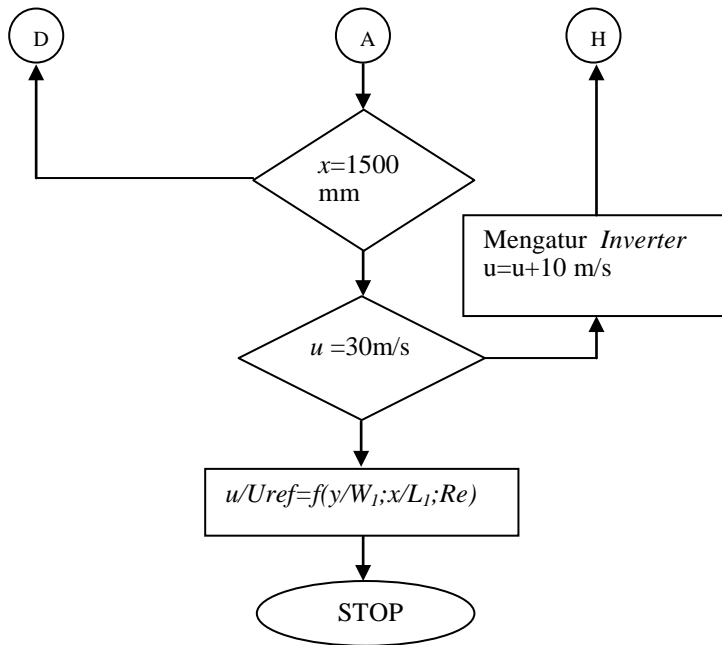
Gambar 3.12 Flowchart pengukuran coefficient of pressure

3.6.4 Flowchart Pengukuran Profil Kecepatan

Secara singkat prosedur mendapatkan profil kecepatan dapat dijelaskan dengan menggunakan *flowchart* yang ditunjukkan pada gambar 3.13.







Gambar 3.13 *Flowchart* pengukuran profil kecepatan

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

BAB 4

ANALISA DATA DAN PEMBAHASAN

Pada bab ini berisi analisa data dan pembahasan dari hasil eksperimen. Data yang diperoleh dari penelitian ini berupa data kuantitatif yang dipresentasikan dalam bentuk grafik. Data-data eksperimen diperoleh dari hasil mengukur distribusi tekanan pada *test section* di sepanjang *diverging wall* dari sisi *inlet* sampai sisi *outlet diffuser* menggunakan *Pitot tube* dan *wall pressure tap* yang dihubungkan ke *pressure transducer*. Data-data yang telah didapatkan kemudian diolah dengan proses perhitungan dan dituangkan ke dalam grafik distribusi kecepatan maksimum $U_{max} = f(x/L_1)$, grafik profil kecepatan $y/W_1 = f(u/U_{max\ local})$; $y/W_1 = f(x/L_1)$, grafik distribusi *pressure coefficient* (C_p) = $f(x/L_1)$, grafik distribusi *skin friction coefficient* (C_f) = $f(x/L_1)$, dan grafik distribusi *loss coefficient* (K) = $f(Re_{Dh})$.

Penelitian ini dilakukan dengan tiga bilangan *Reynolds* yang didasarkan pada diameter hidrolis dan kecepatan maksimum pada *inlet diffuser* sebesar $Re_{Dh} = 1,98 \times 10^5$, $Re_{Dh} = 3,86 \times 10^5$ dan $Re_{Dh} = 5,85 \times 10^5$. Tiga harga bilangan *Reynolds* pada penelitian ini bertujuan untuk mengetahui perbedaan karakteristik *boundary layer* di dalam *symmetric diffuser*. Perbedaan karakteristik pada bilangan *Reynolds* tersebut dianalisa dan dibandingkan di dalam pembahasan. Data-data yang dianalisa meliputi:

1. Profil Kecepatan
2. Distribusi *pressure coefficient* (C_p)
3. Distribusi *skin friction coefficient* (C_f)
4. Distribusi *loss coefficient* (K)

4.1 Profil Kecepatan

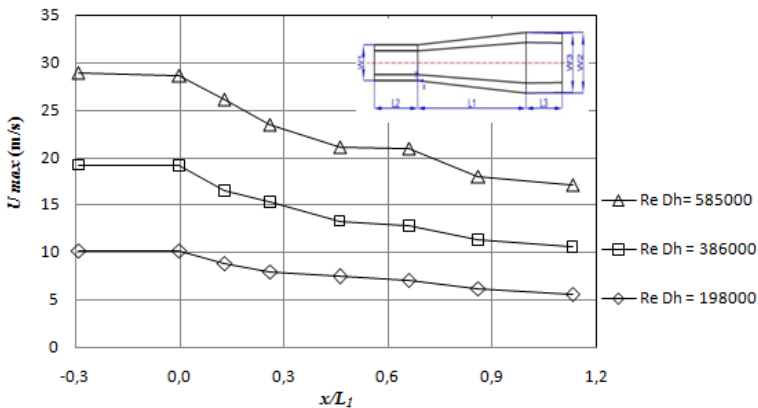
4.1.1 Distribusi perubahan kecepatan maksimum

Diffuser merupakan saluran yang mengalami pembesaran penampang secara gradual, sehingga apabila suatu fluida

melintasinya maka aliran fluida tersebut akan mengalami penurunan kecepatan secara gradual pula. Hal ini sesuai dengan hukum kontinuitas untuk aliran *incompressible invicid flow* dan *steady flow* yang menyatakan bahwa besarnya penurunan kecepatan akan sebanding dengan besarnya perubahan penampang. Semakin besar perubahan penampang maka penurunan kecepatan yang terjadi akan semakin besar. Penelitian pada *symmetric flat walled diffuser* ini menggunakan batasan penelitian yaitu aliran fluida bersifat *incompressible viscous*, *steady flow*, dan *isothermal*.

Adanya pengaruh viskositas dari fluida menyebabkan terbentuknya *boundary layer* sebagai akibat pengaruh tegangan geser dinding. Proses penebalan *boundary layer* terjadi seiring dengan pertambahan jarak yang searah aliran. Selain adanya tegangan geser yang menyebabkan gesekan, aliran melalui *diffuser* juga dipengaruhi oleh adanya *adverse pressure gradient* (APG). Kedua hal ini yang mempengaruhi terjadinya separasi aliran. Adanya separasi aliran dapat menyebabkan hambatan dalam penurunan kecepatan maksimum seiring perubahan jarak di dalam *diffuser*. Konfigurasi dari *diffuser* pada penelitian ini merupakan *diffuser* yang memiliki sudut divergensi 8^0 . Besarnya sudut divergensi ini tidak terjadi separasi.

Distribusi perubahan kecepatan maksimum di dalam *symmetric diffuser* dari hasil penelitian eksperimen untuk $Re_{Dh} = 1,98 \times 10^5$, $Re_{Dh} = 3,86 \times 10^5$ dan $Re_{Dh} = 5,85 \times 10^5$ ditunjukkan pada gambar 4.1. Pada gambar tersebut ditunjukkan bahwa distribusi U_{max} dari hasil eksperimen untuk $Re_{Dh} = 1,98 \times 10^5$, $Re_{Dh} = 3,86 \times 10^5$ dan $Re_{Dh} = 5,85 \times 10^5$ mengalami penurunan dari nilai $x/L_1 = -0,29$ sampai dengan $x/L_1 = 1,13$.



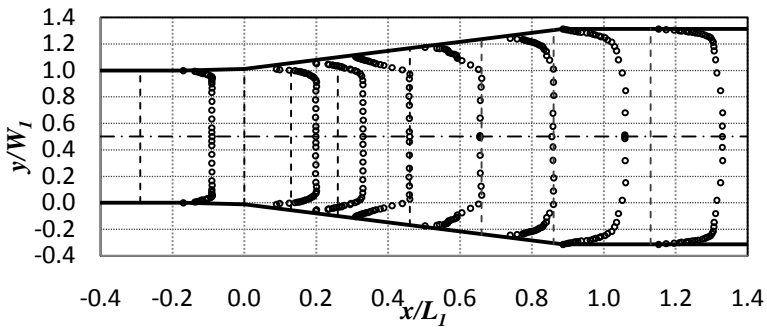
Gambar 4.1 Distribusi kecepatan maksimum (U_{max}) hasil eksperimen untuk $Re_{Dh} = 1,98 \times 10^5$, $Re_{Dh} = 3,86 \times 10^5$ dan $Re_{Dh} = 5,85 \times 10^5$

Nilai penurunan U_{max} hasil eksperimen pada perubahan jarak searah aliran $\left(\frac{dU_{max}}{d\frac{x}{L_1}}\right)$ untuk $Re_{Dh} = 5,85 \times 10^5$ paling tinggi kemudian diikuti untuk $Re_{Dh} = 3,86 \times 10^5$ dan yang paling rendah adalah $Re_{Dh} = 1,98 \times 10^5$. Pada jarak $x/L_1 = 0$ (*inlet diffuser*) sampai $x/L_1 = 0,13$, aliran mengalami penurunan U_{max} sebesar 2,56 m/s untuk $Re_{Dh} = 5,85 \times 10^5$ dan sebesar 2,6 m/s untuk $Re_{Dh} = 3,86 \times 10^5$ sedangkan untuk $Re_{Dh} = 1,98 \times 10^5$ sebesar 1,33 m/s. Kondisi dimana aliran mengalami penurunan U_{max} yang rendah pada jarak $x/L_1 = 0,26$ sampai $x/L_1 = 0,46$ dapat mengindikasikan bahwa aliran tersebut mengalami perkembangan *boundary layer* yang sangat tebal. *Boundary layer* terus berkembang dan semakin menebal seiring dengan perubahan jarak di dalam *diffuser*. Kemudian pada ketiga bilangan *Reynolds* untuk jarak $x/L_1 > 0,46$ sampai pada $x/L_1 = 1,13$ terjadi penurunan nilai U_{max} aliran yang relatif konstan. Dengan kata lain, nilai $\frac{dU_{max}}{d\frac{x}{L_1}}$ aliran tidak

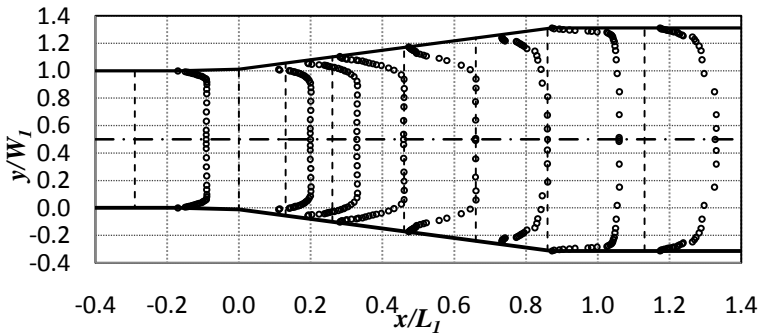
mengalami perubahan yang besar. Terjadinya penurunan nilai U_{max} mulai dari $x/L_1 = 0$ sampai $x/L_1 = 1,13$ dapat menunjukkan bahwa pada rentang jarak tersebut profil kecepatan selalu berubah, sekalipun saat aliran melintasi *downstream channel* (penampang konstan). Hal ini menunjukkan bahwa hingga daerah *downstream channel*, aliran belum mengalami *fully developed flow*.

4.1.2 Distribusi profil kecepatan

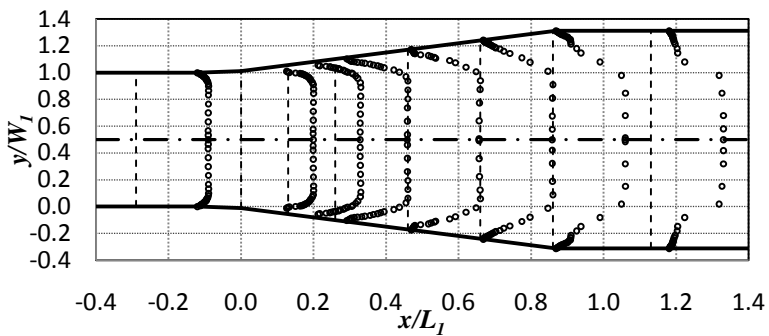
Penurunan nilai kecepatan maksimum (U_{max}) searah aliran seiring dengan pertambahan jarak didalam sebuah konstruksi *symmetric flat-walled diffuser* dengan *area ratio* konstan, salah satunya dipengaruhi oleh pertambahan luas penampang. Selain itu juga dipengaruhi oleh aliran balik (*back flow*). *Back flow* dapat terjadi karena adanya fenomena separasi. Fenomena aliran didalam konstruksi *diffuser* simetris ini dapat dilihat pada gambar 4.2, 4.3 serta 4.4. Gambar 4.2 menunjukkan distribusi profil kecepatan hasil eksperimen di dalam *symmetric diffuser* untuk $Re_{Dh} = 1,98 \times 10^5$ sedangkan gambar 4.3 menunjukkan distribusi profil kecepatan untuk $Re_{Dh} = 3,86 \times 10^5$ serta gambar 4.4 menunjukkan distribusi profil kecepatan untuk $Re_{Dh} = 5,85 \times 10^5$. Harapan dari hasil distribusi kecepatan ini adalah dapat diprediksi kapan terjadinya separasi. Profil kecepatan disajikan dalam bentuk grafik ketinggian tak berdimensi (y/W_1) fungsi kecepatan tak berdimensi (u/U_{max}) pada jarak tak berdimensi (x/L_1). u/U_{max} merupakan perbandingan antara setiap nilai kecepatan lokal pada sebuah *cross section* x/L_1 dengan nilai U_{max} pada *cross section* tersebut. Dengan demikian pada masing-masing *cross section* x/L_1 nilai maksimum dari u/U_{max} adalah 1.



Gambar 4.2 Distribusi Profil Kecepatan u/U_{maks} pada $Re_{Dh} = 1,98 \times 10^5$



Gambar 4.3 Distribusi Profil Kecepatan u/U_{maks} pada $Re_{Dh} = 3,86 \times 10^5$



Gambar 4.4 Distribusi Profil Kecepatan u/U_{maks} pada $Re_{Dh} = 5,85 \times 10^5$

Aliran memasuki *upstream channel* ($x/L_1 = -0,26$) dengan membentuk profil kecepatan dengan ketebalan *boundary layer* tertentu. Dari tampilan profil kecepatan yang ditunjukkan pada gambar 4.2, 4.3 dan 4.4, aliran dengan $Re_{Dh} = 1,98 \times 10^5$ memiliki *boundary layer* yang lebih tebal dari pada aliran dengan $Re_{Dh} = 3,86 \times 10^5$ serta pada $Re_{Dh} = 5,85 \times 10^5$ pada daerah *inlet upstream channel*. Ini ditandai dengan distribusi profil kecepatan *uniform* yang lebih banyak untuk $Re_{Dh} = 5,85 \times 10^5$. Aliran selanjutnya mengalir melalui *upstream channel* dan seiring perubahan jarak aliran mengalami penebalan *boundary layer* sampai pada *inlet diffuser* ($x/L_1 = 0$).

Sampai pada *inlet diffuser* aliran masih belum mengalami *fully developed* dikarenakan panjang *upstream channel* yang belum memenuhi batas minimum panjang saluran yang menghasilkan aliran *fully developed*. Untuk $Re_{Dh} = 1,98 \times 10^5$, $Re_{Dh} = 3,86 \times 10^5$ serta pada $Re_{Dh} = 5,85 \times 10^5$, profil kecepatan pada $x/L_1 = 0$ menunjukkan distribusi yang simetris. Kesimetrisan disebabkan karena terjadi pembesaran luas penampang sesaat setelah *inlet diffuser* yang simetris bagian atas, bawah, samping kiri dan samping kanan.

Pada $Re_{Dh} = 1,98 \times 10^5$ saat posisi $x/L_1 = 0,26$ bentuk profil kecepatan mengalami perubahan karena pengaruh tegangan geser dan *adverse pressure gradient* sangat besar sehingga *boundary layer* yang terbentuk semakin tebal, namun setelah posisi $x/L_1 = 0,46$ hingga saat posisi $x/L_1 = 1,13$ bentuk profil kecepatan kembali seperti semula. Hal ini dikarenakan momentum fluida mampu melawan tegangan geser dan *adverse pressure*. Pada $Re_{Dh} = 3,86 \times 10^5$ pada saat posisi $x/L_1 = 0,66$ bentuk profil kecepatan mengalami perubahan karena pengaruh tegangan geser dan *adverse pressure gradient* sangat besar sehingga *boundary layer* yang terbentuk semakin tebal, namun setelah posisi $x/L_1 = 0,86$ hingga saat posisi $x/L_1 = 1,13$ bentuk profil kecepatan kembali seperti semula. Hal ini dikarenakan momentum fluida mampu melawan tegangan geser dan *adverse pressure*. Pada $Re_{Dh} = 5,85 \times 10^5$ pada saat posisi $x/L_1 = 0,86$ bentuk profil kecepatan

mengalami perubahan karena pengaruh tegangan geser dan *adverse pressure gradient* sangat besar, namun belum terjadi separasi karena di dekat dinding kecepatannya belum nol. Momentum aliran masih mampu melawan adanya tegangan geser dan *adverse pressure gradient* sehingga nilai kecepatan pada daerah dekat *upper* dan *lower wall* tidak nol.

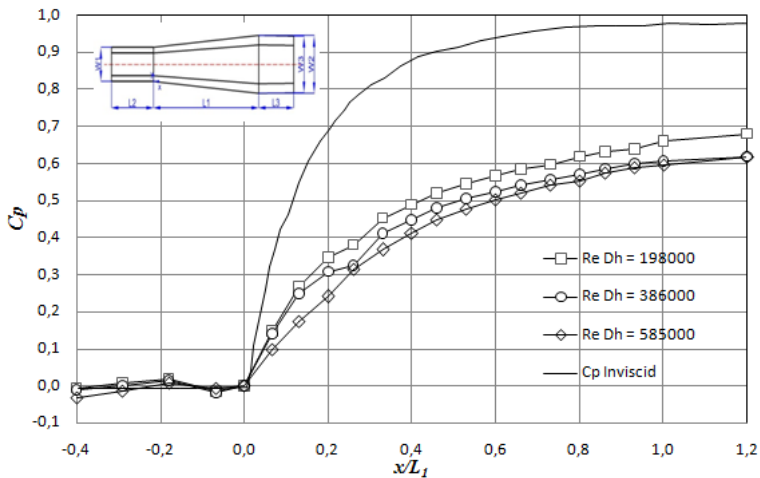
Dari gambar 4.2, 4.3 dan 4.4 ditunjukkan bahwa tidak terjadi adanya separasi, namun hampir terjadi separasi pada posisi tertentu. Terjadinya perubahan bentuk profil kecepatan menunjukkan hampir terjadi separasi, namun dengan meningkatnya bilangan *Reynolds* terjadinya separasi semakin tertunda.

4.2 Distribusi *Pressure Coefficient* (C_p)

Sudut divergensi merupakan parameter utama yang berpengaruh terhadap performa sebuah *diffuser*. Dengan adanya sudut divergensi ini, *diffuser* dapat mengubah energi kinetik fluida menjadi energi potensial berupa tekanan. Performa sebuah *diffuser* dapat ditentukan oleh nilai *pressure coefficient* (C_p), khususnya nilai *pressure recovery coefficient* (C_{p_r}). Gambar 4.5 menunjukkan distribusi C_p untuk $Re_{Dh} = 1,98 \times 10^5$, $Re_{Dh} = 3,86 \times 10^5$, $Re_{Dh} = 5,85 \times 10^5$ hasil dari eksperimen. Pada analisa ini juga disertakan nilai $C_{p_{inviscid}}$ sebagai perbandingan untuk mengetahui seberapa besar *losses* yang terjadi. Distribusi C_p dari eksperimen memiliki *trendline* yang cenderung sama dengan $C_{p_{inviscid}}$. Besarnya nilai C_p berbanding lurus dengan *pressure*.

Pada ketiga Re_{Dh} tersebut memiliki *trendline* yang hampir sama. Namun $Re_{Dh} = 1,98 \times 10^5$ memiliki C_p yang paling tinggi diikuti dengan $Re_{Dh} = 3,86 \times 10^5$ dan $Re_{Dh} = 5,85 \times 10^5$. Saat akan memasuki *inlet diffuser* $x/L_1 = -0,4$ hingga $x/L_1 = -0,18$ pada ketiga bilangan *Reynolds* distribusi C_p mengalami kenaikan namun saat $x/L_1 = -0,06$ penurunan sangat drastis hingga mencapai harga $C_p = 0$. Fenomena ini dipengaruhi oleh adanya penebalan *boundary layer* yang menyebabkan kenaikan nilai U_{max} seiring perubahan jarak, sehingga rentang tersebut tidak lagi menjadi daerah *zero*

pressure gradient namun bersifat *favorable pressure gradient* (FPG). Pengaruh FPG inilah yang menyebabkan penurunan nilai C_p . Pada $Re_{Dh} = 1,98 \times 10^5$, $Re_{Dh} = 3,86 \times 10^5$ dan $Re_{Dh} = 5,85 \times 10^5$ nilai C_p mengalami kenaikan secara cepat dari pada $x/L_1 = 0$ hingga $x/L_1 = 1,2$. Hal ini dikarenakan bahwa pembesaran luas penampang secara gradual yang terjadi pada *diffuser* menyebabkan penurunan nilai kecepatan dan menaikkan nilai tekanan.



Gambar 4.5 Distribusi *Coefficient Pressure* (C_p) untuk $Re_{Dh} = 1,98 \times 10^5$, $Re_{Dh} = 3,86 \times 10^5$ $Re_{Dh} = 5,85 \times 10^5$

Berdasarkan perbandingan distribusi *pressure coefficient* (C_p) hasil eksperimen untuk ketiga variasi bilangan *Reynolds* yang ditunjukkan pada gambar 4.5 tersebut, menunjukkan bahwa peningkatan bilangan *Reynolds* tidak mampu memperbaiki performa *diffuser*.

Tabel 4.1 Nilai C_{pr} dan $C_{p_{maks}}$ untuk $Re_{Dh} = 1,98 \times 10^5$, $Re_{Dh} = 3,86 \times 10^5$ $Re_{Dh} = 5,85 \times 10^5$

	Re_{Dh}		
	198000	386000	585000
C_{pr}	0,629	0,620	0,570
$C_{p_{maks}}$	0,679	0,618	0,617

Harga C_p maksimum pada *outlet diffuser* menyatakan kemampuan suatu *diffuser* meningkatkan tekanan dengan cara memperlambat kecepatan aliran fluida yang mengalir di dalamnya. Sehingga dapat disimpulkan bahwa semakin besar C_p maka semakin baik performa dari *diffuser*.

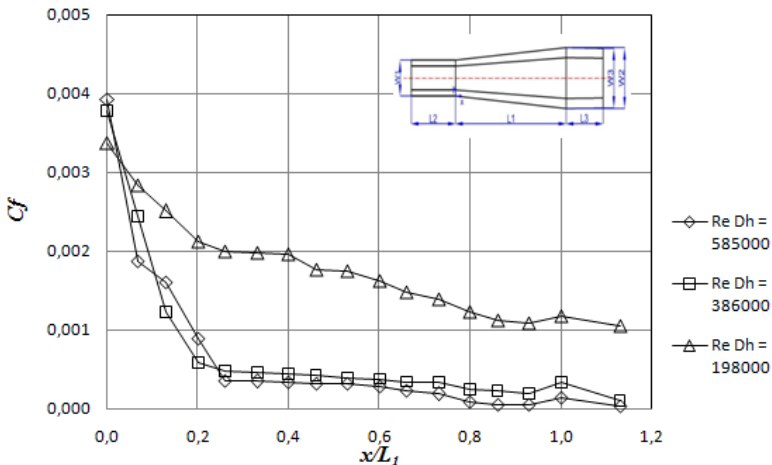
4.3 Distribusi *Skin Friction Coefficient* (C_f)

Pada metode eksperimen harga C_f dihitung dari nilai tegangan geser dinding (τ_w), dimana τ_w dihitung dengan menggunakan metode *Preston tube* (persamaan 2.11). Untuk menghitung nilai τ_w , yang pertama dilakukan adalah menghitung selisih tekanan (Δp) antara tekanan stagnasi paling dekat permukaan dinding dengan tekanan statis pada *cross section* yang sama.

Pada gambar 4.7 ditunjukkan distribusi C_f untuk $Re_{Dh} = 1,98 \times 10^5$, $Re_{Dh} = 3,86 \times 10^5$ $Re_{Dh} = 5,85 \times 10^5$ dari hasil eksperimen. Pada saat $x/L_1 = 0$, $Re_{Dh} = 5,85 \times 10^5$ memiliki *trendline* nilai *coefficient friction* paling tinggi kemudian diikuti $Re_{Dh} = 1,98 \times 10^5$ dan yang paling bawah yaitu $Re_{Dh} = 3,86 \times 10^5$. Pada *inlet diffuser* $x/L_1 = 0$ hingga $x/L_1 = 1$ nilai C_f mengalami penurunan sangat drastis namun tidak sampai nol. Pada $x/L_1 = 0$ untuk $Re_{Dh} = 5,85 \times 10^5$ penurunan C_f sebesar 0,00321, kemudian untuk $Re_{Dh} = 3,86 \times 10^5$ penurunan nilai C_f sebesar 0,001031, sedangkan $Re_{Dh} = 1,98 \times 10^5$ penurunan nilai C_f sebesar 0,001458. Nilai C_f pada $x/L_1 = 1$ hingga $x/L_1 = 1,13$ naik kembali hal ini dikarenakan instalasi pada sambungan antara diffuser dan

downstream tidak rata. Kemudian saat $x/L_1 = 1,13$ nilai C_f turun kembali, dan nilai C_f paling tinggi pada $Re_{Dh} = 1,98 \times 10^5$ yaitu sebesar 0,001, $Re_{Dh} = 3,86 \times 10^5$ nilai C_f sebesar 0,0001 dan pada $Re_{Dh} = 5,85 \times 10^5$ sebesar 0,000035.

Penurunan nilai C_f pada *diffuser* sepanjang arah aliran disebabkan karena tegangan geser dinding (τ_w) mengalami penurunan. Penurunan selisih nilai tekanan stagnasi dan statis pada dinding dikarenakan pembesaran luas penampang suatu *diffuser* sehingga kecepatan pada dinding juga berkurang sepanjang aliran.



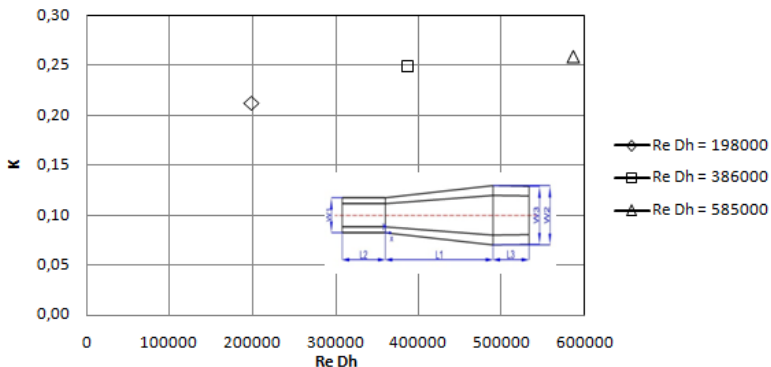
Gambar 4.6 Distribusi *Friction Coefficient* untuk $Re_{Dh} = 1,98 \times 10^5$, $Re_{Dh} = 3,86 \times 10^5$, $Re_{Dh} = 5,85 \times 10^5$

4.4 Distribusi *Loss Coefficient* (K)

Besarnya *pressure recovery coefficient* (Cpr) dipengaruhi oleh besarnya bilangan *Reynolds*. Untuk menghitung nilai K yang dilakukan pertama yaitu menghitung selisih tekanan statis (Δp_s) pada sisi *outlet* dan *inlet diffuser*. Hal ini apabila dibagi dengan tekanan dinamis pada sisi inlet maka didapatkan nilai Cpr .

Pembesaran luas penampang pada *diffuser* memiliki *area ratio* yang konstan. Sehingga apabila telah diketahui besarnya nilai *Cpr* maka nilai *K* dapat diperoleh dengan menurunkan persamaan Bernoulli. Besarnya nilai *K* menunjukkan bahwa *losses* yang terjadi semakin besar. *Losses* pada *diffuser* tidak hanya disebabkan karena *pressure* namun juga karena tegangan geser. Hal ini bisa dilihat pada gambar 4.6 dimana semakin besar *Reynolds* pengaruh tegangan geser semakin besar sehingga akan mempengaruhi besarnya nilai *K* dan *Cpr*.

Pada gambar 4.7 ditunjukkan distribusi *loss coefficient* (*K*) dengan ketiga bilangan *Reynolds* $Re_{Dh} = 1,98 \times 10^5$, $Re_{Dh} = 3,86 \times 10^5$, $Re_{Dh} = 5,85 \times 10^5$. Grafik yang ditunjukkan pada gambar 4.7 memiliki trendline yang meningkat. Pada $Re_{Dh} = 1,98 \times 10^5$ besarnya nilai *loss coefficient* sebesar 0,212, untuk $Re_{Dh} = 3,86 \times 10^5$ besarnya nilai *loss coefficient* sebesar 0,249 sedangkan untuk $Re_{Dh} = 5,85 \times 10^5$ besarnya nilai *loss coefficient* sebesar 0,259. Sehingga dapat disimpulkan bahwa semakin besar bilangan *Reynolds* maka nilai *K* semakin besar hal ini disebabkan karena nilai *pressure recovery coefficient* semakin kecil dan pengaruh dari tegangan geser pada bilangan *Reynolds* yang besar.



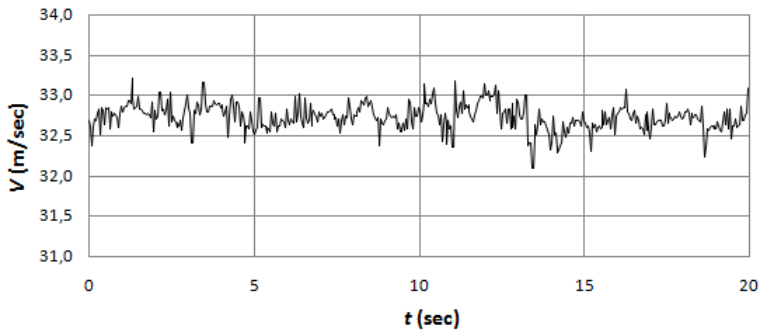
Gambar 4.7 Distribusi *loss coefficient* (*K*) untuk $Re_{Dh} = 1,98 \times 10^5$, $Re_{Dh} = 3,86 \times 10^5$, $Re_{Dh} = 5,85 \times 10^5$

4.5 Intensitas turbulensi

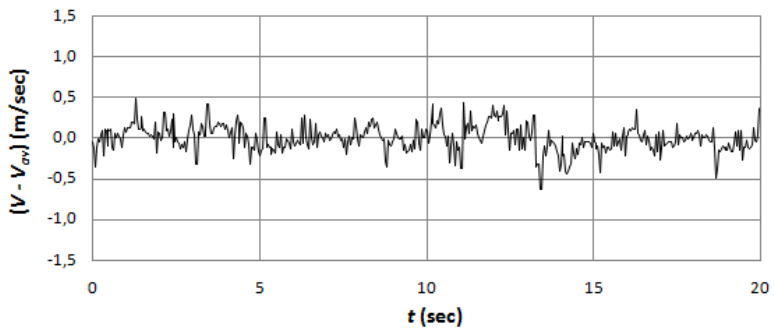
Pada penelitian ini dilakukan pengukuran intensitas turbulensi pada *inlet diffuser* dan *outlet diffuser*. Sebelum memasuki *inlet diffuser*, *closed circuit windtunnel* ini melewati suatu *nozle*, dimana inletnya dipasang *honeycomb*. Fungsi dari *honeycomb* ini adalah untuk penyearah aliran serta mengurangi derajat turbulensi.

Intensitas turbulensi dihitung menggunakan persamaan 2.15. Untuk menghitung intensitas turbulensi pada *inlet diffuser* pada posisi *centerline* yang pertama yaitu pengambilan data menggunakan *pressure transducer* dan DAQ Pro yang dihubungkan dengan laptop. Setelah mendapatkan nilai kecepatan pada masing-masing waktu tertentu maka didapatkan grafik seperti pada gambar 4.8. Apabila nilai kecepatan fungsi waktu dikurangkan dengan kecepatan rata-rata maka didapatkan grafik seperti pada gambar 4.9, kemudian setelah itu nilai tersebut dirata-ratakan kembali sehingga didapatkan U_{rms} . Nilai intensitas turbulensi didapatkan dengan menggunakan persamaan 2.16 sehingga didapatkan grafik 4.10. Pada *outlet diffuser* pada posisi *centerline* pengukuran intensitas turbulensi sama dan ditunjukkan pada gambar 4.11, gambar 4.12 dan gambar 4.13.

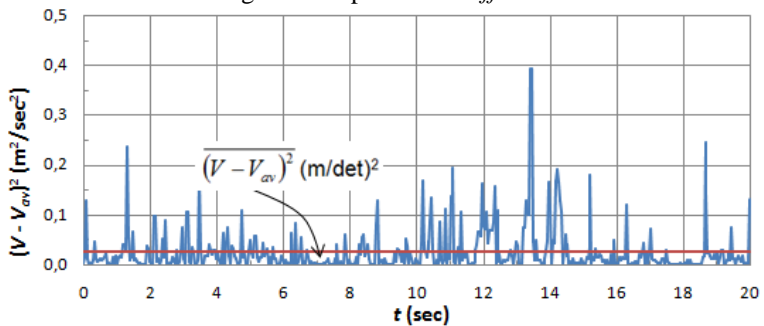
Besarnya intensitas turbulensi pada *inlet diffuser* $x/L_1 = 0$ dengan kecepatan referensi pada posisi *center line* 32 m/s yaitu sebesar 0,49 % sedangkan pada posisi *outlet diffuser* saat $x/L_1 = 0,86$ dengan kecepatan referensi pada posisi *centerline* 20 m/s nilai intensitas turbulensinya sebesar 1,36 %. Pada *closed circuit windtunnel* ini memiliki performa yang baik karena intensitas turbulensinya kecil serta *honeycomb* mampu untuk mengurangi derajat turbulensi.



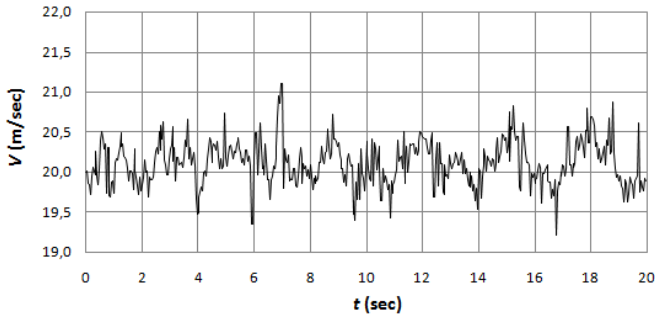
Gambar 4.8 Fluktuasi kecepatan fungsi waktu pada *inlet diffuser*



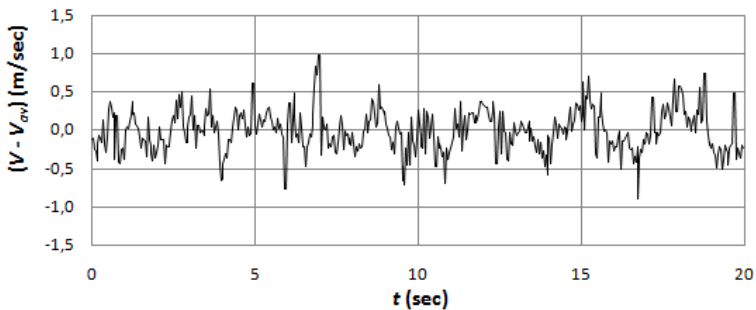
Gambar 4.9 Fluktuasi selisih kecepatan (t) dengan kecepatan rata-rata fungsi waktu pada *inlet diffuser*



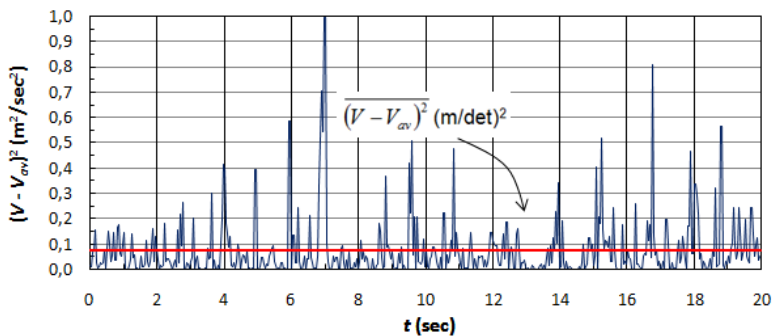
Gambar 4.10 Intensitas turbulensi pada *inlet diffuser*



Gambar 4.11 Fluktuasi kecepatan fungsi waktu pada *outlet diffuser*



Gambar 4.12 Fluktuasi selisih kecepatan (t) dengan kecepatan rata-rata fungsi waktu pada *outlet diffuser*



Gambar 4.8 Intensitas turbulensi pada *outlet diffuser*

BAB 5 PENUTUP

5.1 Kesimpulan

Berdasarkan analisis pada penelitian mengenai karakteristik aliran di dalam *symmetrical flat-walled diffuser* pada *closed circuit windtunnel* dengan ketiga bilangan *Reynolds* $Re_{Dh} = 1,98 \times 10^5$, $Re_{Dh} = 3,86 \times 10^5$ dan $Re_{Dh} = 5,85 \times 10^5$ dengan metode eksperimen, dapat dirumuskan beberapa kesimpulan, antara lain:

1. Pada profil kecepatan terlihat bahwa aliran fluida pada *diffuser* tidak menunjukkan adanya separasi. Hal ini dikarenakan besarnya sudut divergensi 8° mampu menunda adanya separasi.
2. Berdasarkan perbandingan data berupa *pressure coefficient* (C_p) pada masing-masing bilangan *Reynolds* menunjukkan peningkatan bilangan *Reynolds* tidak berpengaruh secara signifikan meningkatkan nilai C_p . Nilai C_p maksimal terdapat pada bilangan *Reynolds* $1,98 \times 10^5$ yaitu sebesar 0,679, selanjutnya untuk bilangan *Reynolds* $3,86 \times 10^5$ yaitu sebesar 0,618, kemudian untuk bilangan *Reynolds* $5,85 \times 10^5$ yaitu sebesar 0,617.
3. Adanya efek *adverse pressure gradient* menimbulkan performa *diffuser* kurang baik. Hal ini didukung dari data nilai *pressure recovery coefficient* (C_{pr}). Nilai C_{pr} terdapat pada bilangan *Reynolds* $1,98 \times 10^5$ yaitu sebesar 0,629, selanjutnya untuk bilangan *Reynolds* $3,86 \times 10^5$ yaitu sebesar 0,620, kemudian untuk bilangan *Reynolds* $5,85 \times 10^5$ yaitu sebesar 0,573.
4. Secara umum terdapat kesamaan *trendline* grafik C_f pada masing-masing bilangan *Reynolds*. Pada saat posisi *diffuser* $x/L_1=0$ hingga $x/L_1=1,13$ mengalami penurunan.
5. Distribusi *loss coefficient* (K) dengan variasi bilangan *Reynolds* memiliki *trendline* yang meningkat. Semakin besar bilangan *Reynolds* maka nilai K semakin besar hal ini disebabkan karena nilai *pressure recovery coefficient*

semakin kecil.

6. Intensitas turbulensi pada *inlet diffuser* dengan kecepatan referensi pada posisi *center line* 32 m/s yaitu sebesar 0,49 % sedangkan pada posisi *outlet diffuser* dengan kecepatan referensi pada posisi *centerline* 20 m/s nilai intensitas turbulensinya sebesar 1,36 %.

5.2 Saran

Beberapa saran yang dapat diberikan setelah melakukan penelitian dan diharapkan dapat dimanfaatkan sebagai pertimbangan dalam penelitian selanjutnya adalah sebagai berikut:

1. Penempatan orientasi *stagnation pressure tube* yang sejajar terhadap *streamline* merupakan hal yang sulit sehingga perlu adanya perbaikan bentuk dan ukuran dari *stagnation pressure tube*.
2. Sebaiknya menambah *holding time* dalam pengambilan data eksperimen agar data yang terbaca pada alat ukur tidak berfluktuasi.
3. Sebaiknya saat pengukuran nilai C_f posisi *Pitot tube* menempel pada dinding *diffuser* dan sejajar *streamline*.

DAFTAR PUSTAKA

- Barlow, Jewel B., William H Rae., Alan Pope. 1999. **Low Speed Wind Tunnel Testing**. 3th edition. John Wiley and Sons, USA.
- Bechert, Dietrich.W., 1995. **Calibration of Preston Tubes**. DLR. German Aerospace Research Establishment. Berlin 10623, Germany.
- Faila, Riska Nur. 2015. **Studi Numerik Evaluasi Sudut Divergensi 8° dan 12° Terhadap Karakteristik Boundary Layer Turbulen di dalam Symmetric 3D Flat-Walled Diffuser dengan Aspect Ratio Konstan**. Tugas Akhir. Teknik Mesin ITS, Surabaya.
- Fox, Robert W., Mc. Donald, Alan T., and Pritchard, Philip J. 2004. **Introduction to Fluid Mechanics**, 6th edition. John Wiley and Sons, New York.
- McKinzie, Jr. Daniel J., 1996. **Delay of Turbulent Boundary Layer Detachment by Mechanical Excitation : Application to Reward-Facing Ramp**. National Aeronauticals and Space Administration, Lewis Research Center, Cleveland, Ohio. NASA TP 4531.
- Rahmawati, Reny. 2012. **Studi Eksperimen dan Numerik Karakteristik Boundary Layer Turbulen di dalam Symmetric 3D Flat-Walled Diffuser dengan Rasio B/W Konstan**. Tugas Akhir. Teknik Mesin ITS, Surabaya.
- Reinhard, W., 2006. **Influence of Aspect Ratio on Diffuser Performance**. Institute for Thermodynamics and Energy Conversion, Vienna University of Technology,
-

diakses dari www.zid.tuwien.ac.at/projekte/2006/06-302-2.pdf.

Mariotti, A., G Buresti., M V Salvetti. 2014. **Use of multiple local recirculations to increase the efficiency in diffusers**. Universita di Pisa, Via G. Caruso 8, 56122 Pisa, Italy.

Messina, Michele. 2012. **Eksperimental Validation of Pressure Loss in Anemometer Testing Equipment**. Science Direct, Italy.

Singh, Mansi., Singh, Neha., and Yadav, Sunil. 2013. **Review of Design and Contruction of an Open Circuit Low Speed Wind Tunnel**. Global Journal of Research in Engineering Mechanical and Mechanical Engineering, USA.

White, Frank M. 2001. **Fluid Mechanics**, 4th edition. McGraw Hill, New York.

BIODATA PENULIS



Anastia Erina Palupi lahir di Jombang pada 29 Juni 1992, merupakan anak pertama dari dua bersaudara. Penulis telah menempuh pendidikan formal yaitu di RA Dewi Sartika (1997-1999), SDN Megaluh (1999-2005), SMPN 1 Jombang (2005-2008), dan SMAN 2 Jombang (2008-2011). Penulis melanjutkan pendidikan kuliah dengan mengikuti SNMPTN Jalur Undangan dan

diterima di Jurusan Teknik Mesin, Institut Teknologi Sepuluh Nopember. Penulis terdaftar dengan NRP 2111100060.

Penulis mengambil Bidang Studi Konversi Energi di Laboratorium Mekanika Fluida Jurusan Teknik Mesin. Penulis berkegiatan dalam bidang akademik diantaranya menjadi asisten mata kuliah Mekanika Kekuatan Material dan Elemen Mesin 1, Selain itu, penulis juga menjadi grader praktikum Metalurgi dan Pengetahuan Bahan Teknik.

Dalam bidang organisasi, penulis berperan aktif di Himpunan Mahasiswa Mesin menjadi staff PPIM (2012-2013) dan Kepala Divisi Pelatihan PPIM (2013-2014). Dalam organisasi Lembaga Dakwah Jurusan Keputrian Ash-Shaff, penulis menjadi staff divisi Syiar (2012-2013) dan Ketua Keputrian (2013-2014). Penulis juga aktif mengikuti berbagai macam seminar dan pelatihan untuk meningkatkan *softskill* baik di internal maupun eksternal kampus.

“Halaman ini sengaja dikosongkan”